



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CAMPUS ARAGÓN**

**CONDENSADOR SOLAR PARA
OBTENCION DE AGUA DEL MEDIO
AMBIENTE**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

MODULO: TERMOENERGIA

P R E S E N T A :

CARMONA GARCIA JONATHAN ALEJANDRO

**ASESOR: ING. EVERARDO ESQUIVEL
SANCHEZ**



Nezahualcóyotl, Edo. de México

2016



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

A Dios.

que me ha dado la vida para poder llegar a este día tan importante en mi vida, que me ha cuidado y llevado por buen camino para poder realizar mis sueños, por darme tantas lecciones en la vida para llegar a ser la persona que soy en estos momentos.

A mi madre.

Por darme la vida y llevarme paso a paso por la misma para ser la persona que soy hoy en día, por su incomparable apoyo en toda situación, por sacarnos adelante a mi hermano y a mí. Por el gran amor que me tiene y por brindarme todo lo necesario para que este logro sea posible. Se lo dedico a ella ya que sin ella no sería nadie, gracias mamá.

A mis amigos y demás familia.

Por estar conmigo en momentos difíciles de la vida y siempre apoyarme para seguir adelante por aconsejarme, escucharme, regañarme en los momentos que lo necesitaba y por el apoyo que he tenido de su parte.

Jonathan Alejandro Carmona García

CONTENIDO GENERAL

INDICE

INTRODUCCIÓN.....	7
1 ANTECEDENTES	10
1.1.1 REFRIGERACIÓN.....	10
1.1.2 APLICACIONES DE LA REFRIGERACION	11
1.1.3 REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA	11
1.1.4 REFRIGERACIÓN COMERCIAL	11
1.1.5 REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL	11
1.1.6 REFRIGERACIÓN MARINA Y DE TRANSPORTE	11
1.1.7 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	12
1.2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	12
1.2.2 SISTEMA CONVENCIONAL DE COMPRESIÓN DE VAPOR	13
1.2.3 SISTEMA POR ABSORCIÓN.	14
1.2.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	16
1.3.1 CICLO DE ABSORCIÓN.....	19
1.3.2 CICLO CONTINUÓ.....	20
1.3.3 LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN Y DE ABSORCIÓN DE VAPOR.	22
1.3.4 VENTAJAS E INCONVENIENTES	23
1.4.1 DIFERENTES TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	25
1.4.2 EQUIPOS QUE FUNCIONAN CON AMONIACO	25
1.4.3 SISTEMA AGUA-BROMURO DE LITIO	28
1.4.4 PROCESO DE ABSORCIÓN EN EL ABSORBEDOR	30
1.4.5 PROPIEDADES DEL ABSORBENTE.....	30
2 SISTEMA GENERAL PROPUESTO	33
2.1.1 EL ABSORBEDOR Y EL EVAPORADOR.....	33
2.1.2 EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR	35
2.2.1 LEY DE RAULT	37
2.2.2 LA REGLA DE LAS FASES.....	37
2.2.3 MEZCLAS BINARIAS	38
2.3 ELABORACION DE TABLA DE EQUILIBRIO LÍQUIDO – VAPOR PARA UNA MEZCLA AMONIACO – AGUA POR MEDIO DE LA LEY DE RAULT Y DALTON	39
2.4 TABLA DE CONCENTRACIONES DE LÍQUIDO – VAPOR DE LA MEZCLA AGUA – AMONIACO	41
2.5 PROPIEDADES TÉRMICAS.....	48
2.6 ANALISIS TERMODINAMICO DEL SISTEMA PROPUESTO	48

2.6.1 SISTEMA PROPUESTO.....	49
2.6.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS EN BASE AL DIAGRAMA DE EQUILIBRIO AMONACO-AGUA.....	49
2.7 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE CADA ELEMENTO DEL SISTEMA.....	52
2.8 CALCULO DE FLUJOS MÁSICOS EN EL SISTEMA PROPUESTO	53
2.9 CALCULO DE CALORES EN CADA COMPONENTE.....	55
2.9.1 CALOR ABSORBIDO EN EL EVAPORADOR	55
2.9.2 CALOR RECHAZADO EN EL ABSORBEDOR	55
2.9.3 CALOR ABSORBIDO EN EL GENERADOR	56
2.9.4 CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR	56
2.9.5 BALANCE ENERGÉTICO DE TODO EL SISTEMA	56
2.9.6 CÁLCULO DEL COP	56
2.10 DETERMINACIÓN DE ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES DEL SISTEMA.....	57
2.11 TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LTMD)	58
2.12 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LMTD.	61
2.13 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	62
2.14 COEFICIENTES CONVECTIVOS DE CALOR.....	65
2.15 NUMERO DE NUSSELT	66
2.16 CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS DE CALOR CON BASE AL DIÁMETRO DE LOS DUCTOS A UTILIZAR.....	69
3 CONDICIONES ATMOSFERICAS GENERALES	75
3.1 COMPORTAMIENTO DE UN GAS IDEAL.....	75
3.1.2 LEY DE CHARLES	75
3.1.3 LEY DE CHARLES – GAY LUSSAC.....	76
3.1.4 LEY DE BOYLE	76
3.1.5 LEY DE JOULE	76
3.1.6 LEY DE AVOGADRO.....	77
3.2 CONCEPTOS BASICOS DE AIRE ACONDICIONADO	78
3.2.1 TEMPERATURA DE BULBO SECO (T_{BS}).....	78
3.2.2 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (T_{BH}).....	78
3.2.3 TEMPERATURA DE ROCIO (P_R).....	78
3.2.4 HUMEDAD RELATIVA (ϕ).....	79
3.2.5 HUMEDAD ESPECÍFICA (ω_s).....	80
3.3 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN LAS ESTACIONES DEL AÑO EN LA CIUDAD DE MEXICO ALTITUD: 2250 M.S.N.M.....	81
3.3.1 CONODICIONES ATMOSFERICAS EN VERANO	81
3.3.2 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN PRIMAVERA	88
3.3.3 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN OTOÑO	92
3.3.4 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN INVIERNO.....	96
3.4 DECISION IDEAL PARA EL FUNCIONAMIENTO ÓPTIMO DEL SISTEMA	102

4 RESULTADOS	104
4.1 CANTIDAD DE AGUA POSIBLE DE OBTENER EN UN VOLUMEN DETERMINADO	104
4.2 DETERMINACION DE CANTIDAD DE AGUA EN UN VOLUMEN DETERMINADO	104
4.3 COSTOS	108
4.3.2 ANALISIS FODA	110
4.4 CONCLUSIONES GENERALES	110
BIBLIOGRAFÍA	114

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1 CICLO TERMODINÁMICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	12
FIGURA. 1.2 SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR	14
FIGURA 1.3 DIAGRAMA TEMPERATURA-CONCENTRACIÓN	15
FIGURA. 1.4 EXPERIMENTO DE M. FARADAY	17
FIGURA 1.5 SISTEMA POR ABSORCIÓN	18
FIGURA 1.6 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	19
FIGURA 1.7. CICLO DE ABSORCIÓN EN FUNCIONAMIENTO CONTINUÓ	21
FIGURA 1.8 INSTALACIÓN INDUSTRIAL DE UN REFRIGERADOR POR ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA	25
FIGURA 1.9 SISTEMA POR ABSORCIÓN DE AMONIACO-SALMUERA	27
FIGURA 1.10 SISTEMA POR ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO-AGUA	28
FIGURA 2.1. COMPARACIÓN DE LAS MANERAS DE OBTENER EL FLUJO Y LA SUCCIÓN DE UN REFRIGERANTE DESDE EL EVAPORADOR, EN LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN Y DE COMPRESIÓN DE VAPOR	34
FIGURA 2.2 DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO - AGUA	36
FIGURA 2.3 DIAGRAMA DE EQUILIBRIO DE FASES AMONIACO-AGUA	46
FIGURA 2.4. DIAGRAMA DE CONCENTRACIÓN AMONIACO-AGUA	47
FIGURA 2.5 SISTEMA GENERAL PROPUESTO	49
FIGURA 2.6 MÉTODO PARA LA DETERMINACIÓN DE ENTALPÍAS DE DIVERSAS CORRIENTES CORRESPONDIENTES AL DIAGRAMA DE EQUILIBRIO AMONIACO-AGUA	52
FIGURA 2. 7 COMPORTAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	61
FIGURA. 2.8.- FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA (LMTD) PARA UN INTERCAMBIADOR DE FLUJOS CRUZADOS, CON MEZCLA DE UN FLUIDO EN LA PARTE DE LA CARCASA Y SIN MEZCLA DEL OTRO FLUIDO	61

FIGURA 2.9 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED DE TIPO PLANO Y TUBULAR.....	63
FIGURA 4.1 DIAGRAMA PSICROMETRICO PARA LA CIUDAD DE ACAPULCO, GUERRERO	107
FIGURA. 4.2 VENTILADOR PARA PC.....	112

INDICE DE TABLAS

TABLA 2.1 PRESIONES DE SATURACIÓN DE LA MEZCLA AMONIACO – AGUA.....	42
TABLA 2.2 CONCENTRACIÓN DE AGUA AMONIACO EN FASES DE LÍQUIDO Y VAPOR	45
TABLA 1.1 COMPARACIÓN DE DOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	24
TABLA 2.3 RESULTADOS DEL BALANCE.....	57
TABLA 2.4 NÚMERO DE NUSSELT Y FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO A TRAVÉS DE DUCTOS	68
TABLA 3.1 DATOS OBTENIDOS DE VISITA AL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL (CONAGUA).....	82
TABLA 3.2 DATOS OBTENIDOS DE VISITA AL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL	88
TABLA 3.3 DATOS OBTENIDOS DE VISITA AL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL	92
TABLA 3.4 DATOS OBTENIDOS DE VISITA AL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL	97
TABLA 3.5 COMPARACIÓN DE HUMEDADES ESPECÍFICAS DE ACUERDO A LA ESTACIÓN DEL AÑO.....	101

INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto se realizará el análisis teórico de un sistema de refrigeración por absorción para la obtención de agua proveniente del aire atmosférico. Presentando el funcionamiento de un ciclo convencional de refrigeración, tipos de refrigerantes que se pueden utilizar, diferentes tipos de refrigeración que se usan en la actualidad y la elaboración del sistema; así como su respectivo análisis de funcionamiento teórico.

Dicho sistema tendrá la ventaja sobre los demás posibles creados al ser un sistema que utiliza energías alternativas para su correcto funcionamiento como lo es la energía solar.

Se presentará condiciones del aire atmosférico en una localidad común, como lo es la ciudad de México, obteniendo datos correspondientes a un día normal y condiciones respectivas favorables para el correcto funcionamiento del sistema, según el Servicio Meteorológico Nacional.

En el capítulo 1 trataremos temas teóricos y antecedentes acerca de la refrigeración, los usos en los cuales se utiliza la refrigeración, el esquema básico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y por absorción, el principio de funcionamiento de estos, ventajas y desventajas en ambos ciclos y comparación entre los ciclos.

En el capítulo 2 se describirá un sistema propuesto para esta tesis, los cuatro elementos importantes de un ciclo de refrigeración por absorción (generador, condensador, evaporador y absorbedor); también se conocerá la mezcla amoniaco-agua que se utiliza en este proyecto; Además, se realizará un diagrama de equilibrio de dicha mezcla para la obtención de su concentración, posteriormente en base a la concentración obtenida y en el diagrama de equilibrio entalpia-concentración se obtendrán las entalpías y presiones del sistema, con fin de realizar el análisis termodinámico del sistema propuesto y finalmente se realizarán el análisis de cada elemento para determinar el área de transferencia de calor que estos necesitan.

En el capítulo 3 se revisará el comportamiento teórico de un gas ideal, ya que, para el presente proyecto el vapor de agua se comporta como un gas ideal. Al comprender el comportamiento de estos, nos enfocaremos a conceptos básicos de aire acondicionado, como serán las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo, punto de rocío y también a

las humedades, tales como la humedad relativa y específica para la deducción de fórmulas necesarias para los cálculos siguientes de obtención de agua a través del aire.

Posteriormente procederemos a tomar como referencia las condiciones atmosféricas de la ciudad de México en un rango de 3 años con el fin de conocer las mejores condiciones para el funcionamiento más óptimo del proyecto.

El capítulo 4 se conformara por el conocimiento de un volumen determinado como un ejemplo para la determinación de la cantidad que se podría obtener con el sistema con ayuda de la formula general de los gases ideales. Se presentara el cálculo de costos generales de material a usarse (tubería y refrigerante). Y finalizaremos con conclusiones del ciclo en base a los resultados presentados en capítulos anteriores.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1 ANTECEDENTES

1.1.1 REFRIGERACIÓN

Un sistema de refrigeración se emplea para mantener cierta región del espacio a una temperatura menor que la de su entorno. El fluido de trabajo puede permanecer en una sola fase (refrigeración por gas) o puede aparecer en dos fases(refrigeración por compresión de vapor). Es común asociar la refrigeración con la conservación de alimentos y acondicionamiento de aire en los edificios. No obstante, las técnicas de refrigeración se necesitan en muchas otras situaciones.

El trabajo de una planta de refrigeración es enfriar artículos o productos y mantenerlos a una temperatura más baja que la temperatura ambiente. Los más viejos y mejores refrigerantes conocidos son el hielo, el agua y el aire. Al principio, el único propósito de la refrigeración fue conservar alimentos. Los chinos fueron los primeros en descubrir que el hielo aumentaba la vida y mejoraba el sabor de las bebidas y así mismo los esquimales han conservado alimentos congelándolos.

A principios del siglo pasado fueron conocidos términos tales como bacterias, fermentación, enmohecimiento, encimas... También se descubrió que el aumento de microorganismos es dependiente de la temperatura y que este crecimiento disminuye cuando la temperatura desciende y que el crecimiento empieza a ser muy bajo a temperaturas por debajo de +10 °C.

Como consecuencia de este conocimiento se percibió lo interesante de usar la refrigeración para conservar productos alimenticios y el hielo se empezó a usar para este propósito.

La electricidad dejó el desarrollo de sus múltiples aplicaciones al principio del siglo pasado y las plantas mecánicas de refrigeración empezaron a ser comunes en muchos campos: Por ejemplo, cervecerías, mataderos, pescaderías y fabricación de hielo.

Ahora hay numerosas aplicaciones para plantas de refrigeración: Como ejemplos tenemos:

- Conservación de productos alimenticios
- Plantas de refrigeración

- Plantas secadoras
- Bombas de calor
- Fábricas de hielo
- Instalación de enfriamiento de agua

1.1.2 APLICACIONES DE LA REFRIGERACION

Las aplicaciones en refrigeración se han agrupado en seis grandes categorías generales:

1.1.3 REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

Este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a que es muy grande el número de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una parte significativa de la refrigeración industrial.

1.1.4 REFRIGERACIÓN COMERCIAL

Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican al almacenamiento, exhibición, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio.

1.1.5 REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

A menudo se confunde con la refrigeración comercial porque su división no está claramente definida. Como regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y, la característica que las distingue es que requieren un empleado para su servicio. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes empacadoras de alimento, cervecerías, lecherías, etc.

1.1.6 REFRIGERACIÓN MARINA Y DE TRANSPORTE

Se refiere a la refrigeración que se tiene en barcos de tipo pesquero, y barcos de transporte de alimentos. La refrigeración de transporte se refiere al equipo de refrigeración utilizado en camiones, container, etc.

1.1.7 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Concierno o se refiere a la condición del aire en algún área o espacio designado. Por lo general involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también las condiciones de humedad del mismo, filtrado y limpieza.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos: las de confort o para uso industrial.

1.2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

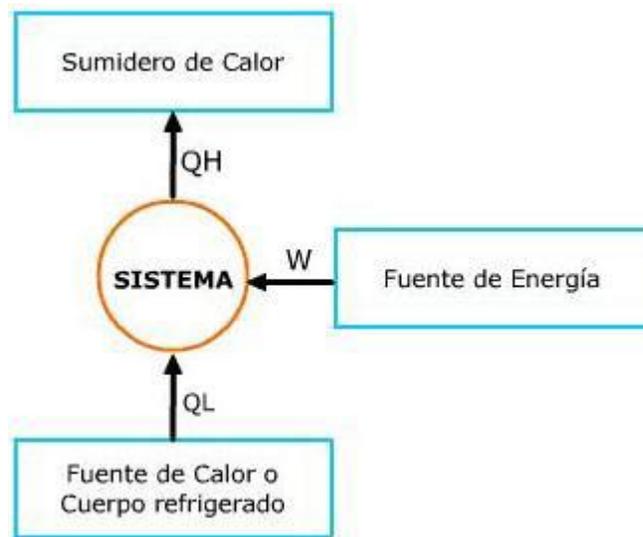


FIGURA 1.1 CICLO TERMODINÁMICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Se han estudiado y desarrollado muchos sistemas de refrigeración a lo largo del tiempo. En este apartado se hace una breve recopilación de los acontecimientos que precedieron a los refrigeradores que conocemos hoy en día. De los distintos equipos que existen, se mencionan dos de los cuales uno de ellos será el de nuestra especial atención y observación, debido a eso los dos sistemas restantes solo se mencionaran en un principio.

Como punto de partida se tomó el **sistema de compresión de vapor** que es el más comúnmente utilizado en la actualidad. Por otro lado, hay dos sistemas importantes que no necesariamente utilizan energía eléctrica como fuente de alimentación por lo que son de gran interés para el proyecto. Uno es la **refrigeración por absorción** el cual será el

centro de nuestra atención durante el desarrollo de todo el documento. El otro es la **refrigeración magnética** que se trata de investigaciones relativamente recientes sobre distintos principios térmicos útiles para el enfriamiento de cuerpos.

1.2.2 SISTEMA CONVENCIONAL DE COMPRESIÓN DE VAPOR

Los procesos en el que los refrigerantes son sometidos a un ciclo termodinámico de compresión, condensación, expansión y evaporación se denominan Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor, los cuales son ampliamente utilizados en el mundo, con una participación superior al 98% de las aplicaciones frigoríficas. En este sistema se incrementa la presión del vapor del refrigerante, desde la que tiene en el evaporador hasta la necesaria en el condensador, mediante la incorporación de energía eléctrica proporcionada al compresor.

En el compresor, el refrigerante entra en forma de vapor saturado a baja presión y recibe un trabajo mecánico que eleva su presión, temperatura y entalpía hasta llevarlo a un estado de vapor sobrecalentado, luego, en el condensador, el refrigerante es enfriado pasando por vapor saturado a alta presión y posteriormente hasta condensarlo, entregando al ambiente energía en forma de calor; posteriormente este líquido a presión pasa por un dispositivo de estrangulación que lo expande súbitamente llevándolo al estado de vapor húmedo a baja presión, lo cual a su vez enfría el refrigerante preparándolo para ser la fuente de frío del proceso; finalmente, en el evaporador el refrigerante extraerá calor del material refrigerado para pasar de nuevo al estado de vapor saturado a baja presión, el cual pasa al compresor cerrando el ciclo.

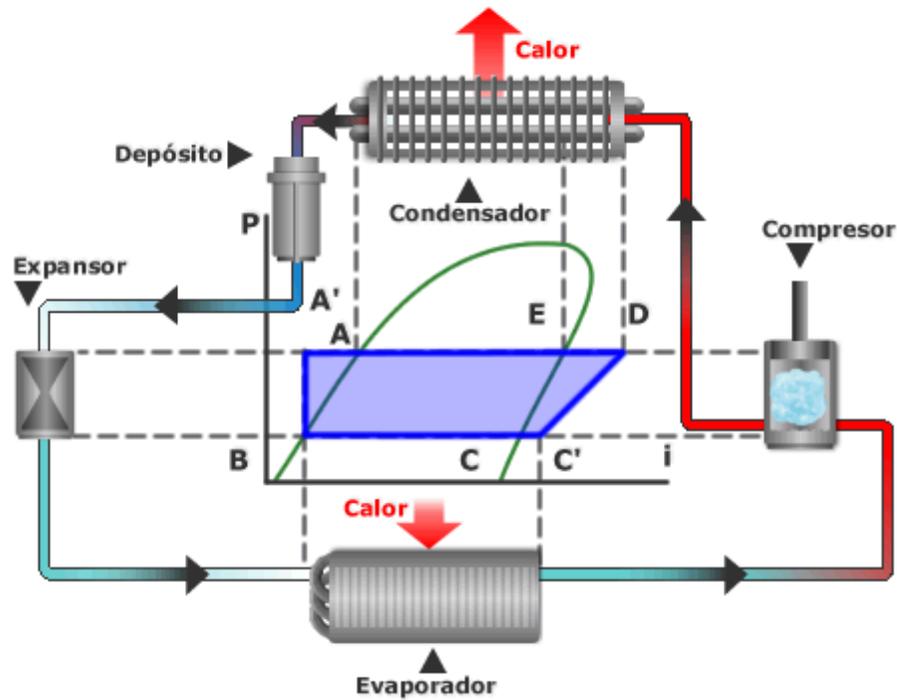


FIGURA. 1.2 SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Para la tercera etapa, se encuentra a presión y temperatura baja, por lo que se deben obtener las condiciones iniciales (líquido a presión alta). Con el compresor, el gas recupera la presión necesaria y como efecto secundario se calienta. Para devolverlo a su estado líquido es necesario remover calor, por lo que se necesita un condensador, en el cual otro fluido absorbe la energía y devuelve al refrigerante su temperatura inicial.

1.2.3 SISTEMA POR ABSORCIÓN.

Definición:

El nombre de refrigeración por absorción se usa por tradición pero no es el correcto, ya que se debiera llamar refrigeración por disolución. Se basa en las propiedades de las soluciones binarias. A diferencia de las sustancias puras, las soluciones tienen la propiedad de disolver el vapor de una composición con el líquido de otra composición distinta. En el diagrama temperatura-concentración que vemos a continuación (ver fig. 1.3), donde se grafica la temperatura y la fracción molar, observamos que a una temperatura determinada coexisten vapor más rico en el componente más volátil con líquido rico en el componente menos volátil.

Por ejemplo a la temperatura T_1 tenemos vapor de composición X_N en equilibrio con líquido de composición X_M a la temperatura T_2 tenemos líquido de composición X_m en equilibrio con vapor de composición X_n .

Si de alguna manera ponemos en contacto vapor de composición X_n con líquido de composición X_m , con respecto al cual el vapor está sobre enfriado (porque T_2 es menor que T_1 es evidente que el vapor se condensará. En principio el vapor y el líquido intercambian calor, es decir el vapor se enfría y el líquido calienta (se entiende que a la misma presión) hasta una temperatura intermedia entre T_1 y T_2 , a la que corresponde una composición intermedia entre X_m y X_N . Esto equivale a la compresión en el sistema por compresión, es decir, pasar el fluido de trabajo del estado de vapor al estado líquido.

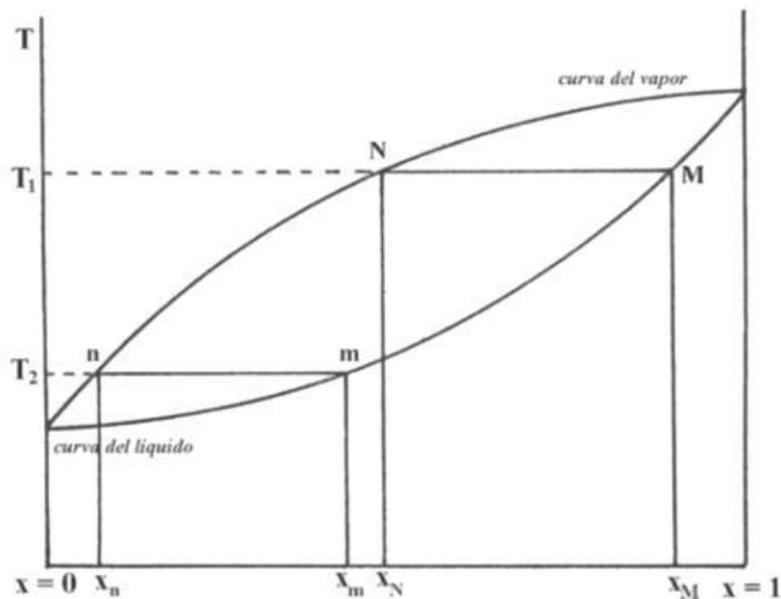


FIGURA 1.3 DIAGRAMA TEMPERATURA-CONCENTRACIÓN

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción en donde participan por lo general dos fases, sea, entre un líquido y un vapor o entre un sólido y un vapor.

De todos los ciclos termodinámicos disponibles para la producción de frío, los sistemas de absorción son los más utilizados en la aplicación de energías de baja entalpía como la solar o el calor de desecho industrial, en particular los sistemas a absorción líquido-gas y

sólido-gas y los de adsorción sólido-gas, tanto en funcionamiento continuo como intermitente.

El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que ciertas sustancias absorben calor al cambiar de estado líquido a gaseoso. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente (disolvente) y como absorbida (soluto) amoníaco.

1.2.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Faraday de sus experiencias en el laboratorio, conocía que el cloruro de plata tiene la capacidad especial de absorber al amoníaco gaseoso. Expuso cierta cantidad de cloruro de plata pulverizado al amoníaco gaseoso hasta que hubo absorbido todo el que podía retener. El polvo cargado de amoníaco se colocó posteriormente en un tubo de ensaye sellado con forma de V invertida. Cuando se aplicó calor al polvo, se presentó el desprendimiento de "humos" (vapores) de amoníaco. Los "humos" se enfriaron sumergiendo el otro extremo del tubo en un recipiente con agua fría. El agua sirvió como agente de remoción de calor del amoníaco gaseoso. Conforme los "humos" de amoníaco entraron en el extremo enfriado del tubo de ensaye, se formaron gotas de amoníaco líquido.

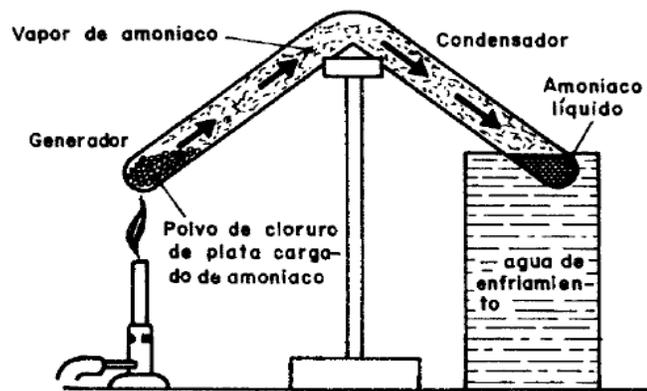


FIGURA. 1.4 EXPERIMENTO DE M. FARADAY

Esta fue la primera vez que el amoníaco había cambiado del estado gaseoso al líquido. Las características del líquido producido comenzaron a ser estudiadas por Faraday. Una vez que eliminó la aplicación de calor y del agua de enfriamiento, casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a burbujear y hervir, regresando de nuevo al estado de vapor, el cual fue absorbido nuevamente por el polvo de cloruro de plata.

Cuando Faraday tocó el extremo del tubo de ensaye que contenía amoníaco líquido, encontró que estaba bastante frío. Sin embargo, aún más sorprendente fue el hecho de que se había producido la ebullición del líquido, aún sin la presencia de fuente alguna de suministro visible de calor.

Cada vez que Faraday repitió el proceso, observó el mismo cambio. Lo novedoso consistió en el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces, sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensaye.

Utilizando este principio, se diseñó el sistema de refrigeración por absorción. El sistema consta de cuatro etapas que ocurren en distintos equipos:

Evaporador, concentrador, absorbedor y condensador. De manera general, en la Figura 1.5 se describe el proceso.

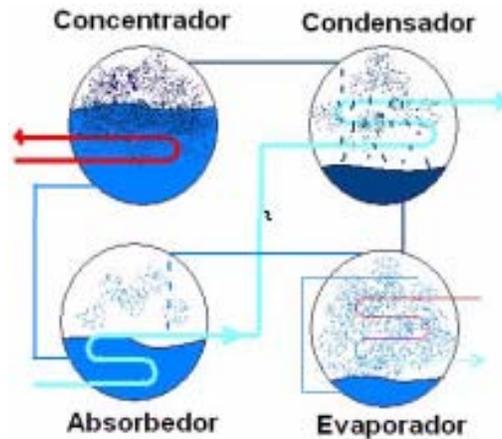


FIGURA 1.5 SISTEMA POR ABSORCIÓN

En el evaporador, por la parte superior, se dispersa el refrigerante. Éste se evapora parcialmente por haber baja presión y absorbe calor proveniente del refrigerante en el serpentín. Éste cambia parcialmente de estado, no todo se evapora, así que es recirculado por una bomba hacia el aspersor. Para evitar la acumulación de vapor, el absorbedor a presión y temperatura baja, por medio de una sustancia absorbente, retira parte del vapor convirtiéndolo en líquido concentrado. Este proceso es exotérmico por lo que se libera el calor ya sea en agua de enfriamiento o al exterior.

La solución se va diluyendo al absorber el vapor, por lo que es bombeada al concentrador, o también llamado generador, donde es calentado para que parte del agua absorbida se evapore. La solución concentrada se devuelve al absorbedor. El vapor del refrigerante se lleva a una cuarta etapa, el condensador, donde cambia a estado líquido y se libera calor.

Posteriormente es regresado al evaporador por una válvula de expansión cambiando de estado. Por otro lado la solución diluida, separada en el generador, fluye de regreso al absorbedor después de pasar por una válvula de expansión cambiando nuevamente el

estado. Se requiere de una cantidad despreciable de trabajo mecánico para operar la bomba.

Como se puede observar, el refrigerante es alternadamente absorbido y liberado por el absorbente. Es esencial que los componentes de la mezcla binaria tengan puntos de evaporación suficientemente distintos. El absorbente debe evaporarse a temperaturas muy altas y absorber el refrigerante fácil e intensamente en un rango amplio y a bajas temperaturas y presiones. Por otro lado, el refrigerante debe evaporarse del absorbente a presiones y temperaturas altas. Las mezclas binarias más utilizadas son amoniaco-agua y bromuro de litio-agua.

1.3.1 CICLO DE ABSORCIÓN

Una máquina de refrigeración por absorción sustituye el compresor mecánico por un compresor termoquímico, constituido por dos intercambiadores de calor y masa, el absorbedor y el generador (cada uno a la presión del evaporador y del condensador, respectivamente); una bomba y una válvula de expansión. El esquema del ciclo de refrigeración por absorción y diagrama P-h del refrigerante son los representados en la figura 1.6

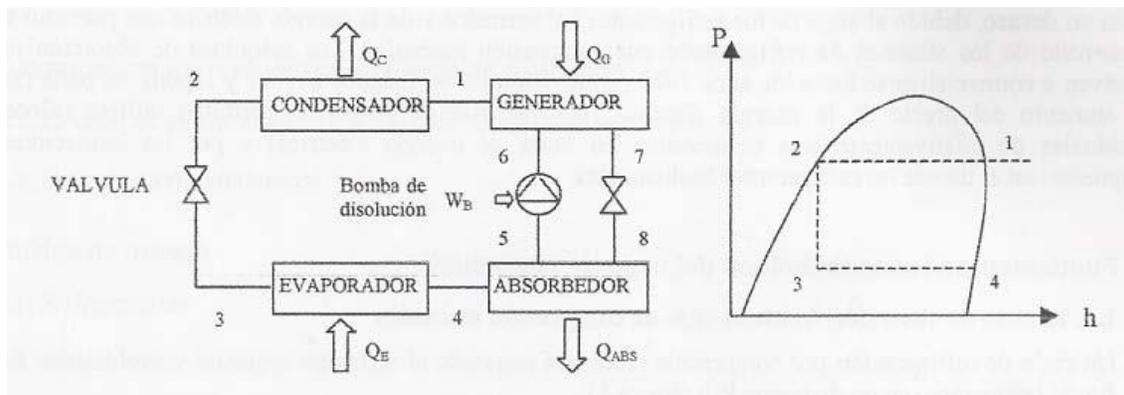


FIGURA 1.6 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Por los componentes del compresor termoquímico circulará una disolución compuesta por el refrigerante y un absorbente, afín al refrigerante. En el absorbedor, el vapor de

refrigerante a la salida del evaporador se disuelve en la disolución. A la salida del absorbedor (5), la disolución (que tendrá una concentración rica en refrigerante) se bombea hasta la presión del condensador mediante la bomba de disolución. En el generador, se hace hervir la disolución (mediante un aporte de calor), que permite la separación del componente más volátil de la mezcla (el refrigerante), que en forma de vapor sobrecalentado (1) es enviado hacia el condensador.

De este modo, a continuación, el refrigerante realiza los procesos de condensación, expansión y evaporación, de igual forma a como lo hace en un ciclo de compresión mecánica. En el generador, el resto de la disolución (con una concentración menor en refrigerante (7)) es devuelta al absorbedor, a través de una válvula para reducir su presión. Esta disolución vuelve a absorber el vapor de refrigerante procedente del evaporador (4). Este proceso libera una cierta cantidad de vapor.

La diferencia entre el ciclo de compresión mecánica y el de absorción reside en la fuente de energía que se emplea para mover el refrigerante desde el evaporador hasta el condensador. Para la compresión mecánica, la fuente de energía es la energía eléctrica necesaria para el compresor y para la absorción se trata de transferencias de energía en forma de calor (el calor suministrado en el generador para separar el vapor de refrigerante), siendo despreciable el trabajo mecánico que se requiere para elevar la presión de la disolución (en fase líquida) en la bomba.

1.3.2 CICLO CONTINUÓ

Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción.

El dibujo esquemático del ciclo de absorción en funcionamiento continuo, se ilustra en la figura siguiente.

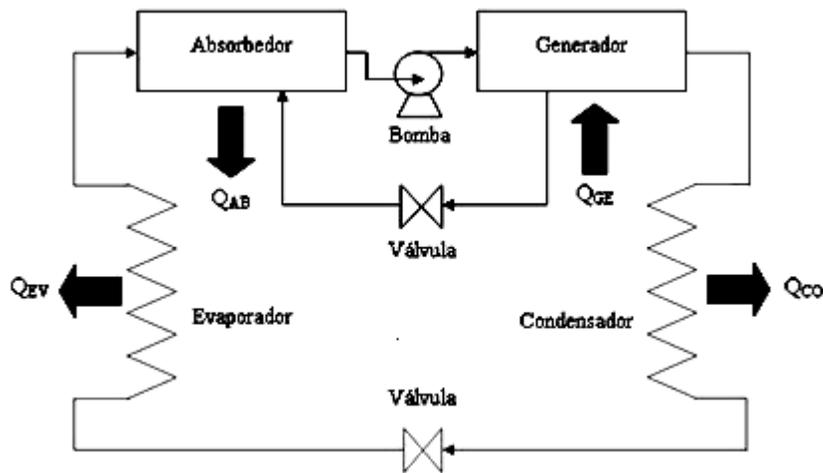


FIGURA 1.7. CICLO DE ABSORCIÓN EN FUNCIONAMIENTO CONTINUO

El refrigerante en forma de vapor de baja presión entra al absorbedor, en donde es absorbido por el absorbente. La solución que sale del absorbedor contiene una concentración alta en refrigerante, la cual es llamada solución concentrada. Esta solución es bombeada hasta el generador a la presión correspondiente.

La solución concentrada entra al generador con presión alta y baja temperatura en donde se le suministra calor, esto eleva la temperatura de la solución y de aquí en adelante la cantidad de refrigerante que el absorbente puede retener es reducida. Ahora el refrigerante es manejado como vapor y llevado fuera del generador.

La solución resultante después de la generación contiene una baja concentración de refrigerante, la cual se conoce como solución diluida. La solución regresa al absorbedor pasando a través de una válvula de expansión la cual tiene como función provocar una caída de presión para lograr mantener una diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor.

El refrigerante en forma de vapor con presión y temperatura alta saliendo del generador y entrando al condensador, donde la reducción en la temperatura provoca la condensación del vapor. Posteriormente el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión la cual le reduce bruscamente la presión hasta alcanzar la presión de evaporación. Ya en el evaporador el refrigerante líquido extrae calor del medio que lo rodea (aire o líquido), provocando su enfriamiento.

El refrigerante en forma de vapor saturado sale del evaporador y regresa al absorbedor para ser reabsorbido por la solución diluida, completando el ciclo.

Recuperadores de calor sensible.

El intercambiador de calor de la solución y el sub-enfriador de líquido no son esenciales para la operación del ciclo, pero permiten ahorrar energía haciendo más eficiente el funcionamiento del sistema, es decir aumentan el COP. La principal desventaja del sistema es el hecho de que el agua es volátil. Cuando el amoníaco evaporado es llevado fuera del generador, también contiene algo de vapor de agua, esto es indeseable porque el agua puede congelarse a lo largo de la tubería. También cuando el agua entra al evaporador eleva la temperatura de evaporación.

Rectificación de los vapores del absorbente.

El propósito de la columna de rectificación es eliminar el vapor del absorbente. Este proceso puede reducir la cantidad del vapor del absorbente hasta alcanzar una concentración deseada de refrigerante, como una aproximación se puede considerar que a la salida del rectificador la concentración del refrigerante es cercana al 100%, lo que representa un caso ideal.

1.3.3 LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN Y DE ABSORCIÓN DE VAPOR.

Entre los sistemas de compresión de vapor y los sistemas de absorción existen tanto semejanzas como diferencias. La refrigeración útil se logra de la misma manera en ambos sistemas. Esto es, por la evaporación de un líquido en un evaporador, utilizando el calor latente de vaporización para obtener un efecto de enfriamiento. Ambos sistemas utilizan, asimismo, un condensador para remover calor del vapor refrigerante a una alta presión, y regresarlo a su estado líquido original. Ambos utilizan un dispositivo de control de flujo de expansión.

Los sistemas difieren, sin embargo, en cuanto a los medios utilizados para recuperar el refrigerante evaporado y aumentar su presión. En primer lugar, las formas de energía utilizadas para operar el sistema, son diferentes. En el sistema de compresión de vapor se utiliza la energía mecánica para accionar el compresor. La operación del compresor mantiene la baja presión del evaporador y eleva, asimismo, la presión en el lado de alta.

En el sistema de absorción se utiliza la energía calorífica, para elevar la presión del refrigerante. La baja presión del evaporador se mantiene, mediante el uso de otra sustancia llamada absorbente. Dos componentes, el absorbedor y el generador, llevan

una función semejante a la del compresor. En el sistema de absorción se utilizan a menudo componentes auxiliares como las bombas.

Una razón por la cual el sistema de absorción es popular y versátil, estriba en que opera directamente con la energía calorífica. En cualquier lugar en donde se disponga de vapor residual, agua caliente o gases de combustión, se toma con especial interés, a la refrigeración por absorción.

1.3.4 VENTAJAS E INCONVENIENTES

El rendimiento, medido por el COP (coeficiente de operación) es menor que en el método por compresión (entre 0,8 y 1,2 frente a 3 y 5,5) si bien es cierto que el COP obtenido mediante compresión tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en sí. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador, que si es una energía primaria evaluable. Es por tanto que no se pueden comparar el COP de compresión y de absorción. Sin embargo en algunos casos compensa, cuando la energía proviene de una fuente calorífica más económica, incluso residual o un subproducto destinado a desecharse.

Un ejemplo de esta situación podría ser una instalación de aire acondicionado solar: si se utilizasen placas fotovoltaicas solo se podría utilizar un 15-20% de electricidad en comparación con unos paneles solares térmicos que podrían aprovechar hasta el 90% de la energía solar recibida, y a un precio de instalación mucho más reducido.

El conjunto completo paneles solares-absorción tendría un COP de entre 0,72 y 1,08 y el de compresión entre 0,54 (18% paneles y COP de 3, muy habitual) y 1,1 (20% paneles y COP de 5,5).

También hay que tener en cuenta que el sistema de compresión, utiliza normalmente la energía eléctrica, y cuando ésta llega a la toma de corriente lo hace con un rendimiento inferior al 25% sobre la energía primaria utilizada para generarla, lo que reduce mucho las diferencias de rendimiento (0,8 frente a 1,37).

Al calor aportado al proceso de refrigeración se le suma el calor sustraído de la zona enfriada. Con lo que el calor aplicado puede reutilizarse.

Sin embargo, el calor residual se encuentra a una temperatura más baja (a pesar de que la cantidad de calor sea mayor), con lo que sus aplicaciones pueden reducirse.

Los aparatos generadores por absorción son más voluminosos y requieren inmovilidad (lo que no permite su utilización en automóviles, lo que sería muy conveniente como ahorro de energía puesto que el motor tiene grandes excedentes de energía térmica, disipada en el radiador).

Este método de refrigeración está reservado casi universalmente a grandes instalaciones comerciales. Fundamenta su uso en el hecho de que algunas sustancias conocidas como absorbentes, tienen gran avidez por absorber vapores de otras, conocidas como refrigerantes, generando la disminución de presión suficiente para la evaporación del refrigerante y el consecuente enfriamiento.

En la tabla 1.0 se muestra un cuadro en el cual se hace una comparación general de dos sistemas de refrigeración.

Tabla 1.1 Comparación de dos sistemas de refrigeración

	Compresión	Absorción
Entrada de energía	Compresión de refrigerante	Regeneración del refrigerante
Libera calor	Condensador	Condensador
Diferencia	compresor	Absorbente y generador
Absorbe calor	evaporador	Evaporador
Refrigerante	R-134	LiBr – agua amoníaco-agua

1.4.1 DIFERENTES TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

1.4.2 EQUIPOS QUE FUNCIONAN CON AMONIACO

Sistema amoniaco – agua

Para comprender el funcionamiento de un equipo de absorción en el que el gas es amoníaco, nos referiremos al esquema que se observa en la figura 1.8.

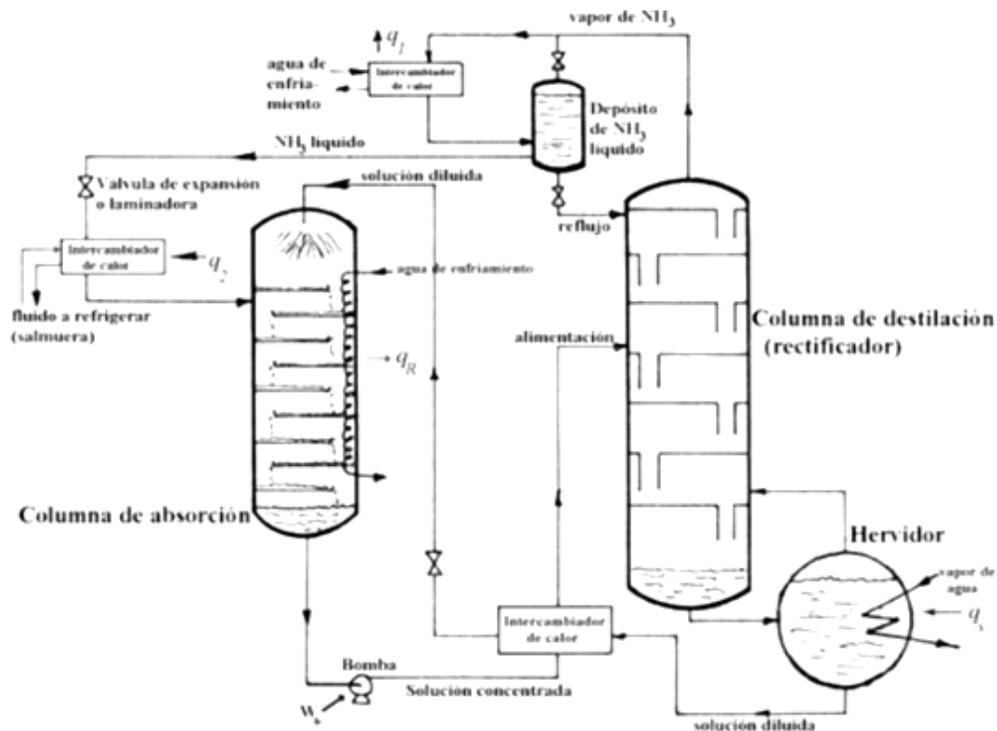


FIGURA 1.8 INSTALACIÓN INDUSTRIAL DE UN REFRIGERADOR POR ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA

En este croquis se describe en forma muy esquemática y resumida una instalación industrial de refrigeración por absorción. En equipos más pequeños el absorbedor y el rectificador no tienen la estructura que vemos en el croquis, ya que por razones de espacio deben ser mucho más chicos.

El equipo funciona enfriando el fluido intermediario para proceso (entra calor q_2 al sistema) con lo que se calienta y evapora el NH₃ que pasa al absorbedor, donde se disuelve en una solución diluida de NH₃ y es enfriado con agua (sale calor). La temperatura del líquido que entra al absorbedor es comparativamente baja (80 a 90 °F, de

27 a 32 °C) pero aumenta debido a que la disolución del amoníaco gaseoso libera calor, por eso es necesario enfriarlo. La solución concentrada que resulta se impulsa con una bomba (se entrega trabajo $-WB$) y se calienta por intercambio de calor con la solución diluida caliente que viene del hervidor del generador. Así la solución concentrada ingresa al generador donde la fracción de fondos, rica en agua y pobre en NH_3 (solución diluida) se extrae para ir a alimentar el rociador del absorbedor previo calentamiento en el hervidor (entra calor) hasta alcanzar unos 200 a 300 °F o sea de 93 a 149 °C.

De la cabeza del generador sale NH_3 casi puro que se enfría en un condensador (sale calor q_1), se almacena en un depósito (separador de líquido) del cual sale el NH_3 líquido que se expande en el estrangulamiento y enfría el fluido intermediario mientras otra parte refluye a la columna o rectificador. Como fluido intermediario se puede usar una solución acuosa de una sal inorgánica, así como fluidos térmicos patentados: Dowtherm y marcas similares.

El simple esquema que vemos más arriba no se suele usar en instalaciones reales por motivos de espacio y eficiencia. El generador suele tener incorporado el hervidor en una sola unidad, de modo que resulta un equipo híbrido cuya parte de destilación se conoce como analizador. Se han diseñado varias disposiciones que dan buenos resultados en la práctica, con diferencias menores entre sí, que responden más o menos a la estructura que vemos en el esquema anterior.

La figura 1.9 describe una estructura bastante representativa de la mayor parte de los equipos de absorción que usan amoníaco como fluido frigorífico.

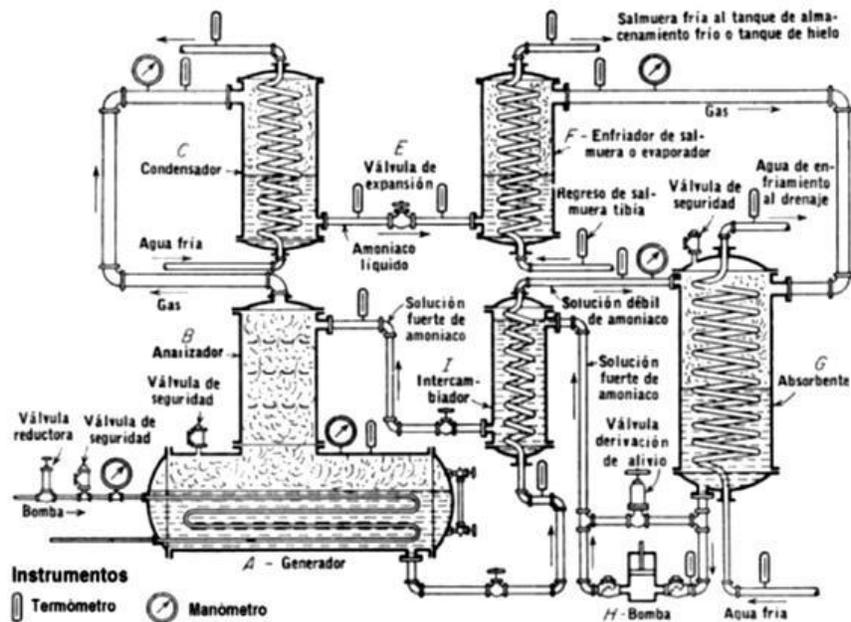


FIGURA 1.9 SISTEMA POR ABSORCIÓN DE AMONIACO-SALMUERA

La salmuera que sirve para enfriar en el proceso entra al evaporador *F* donde se enfría, produciendo la evaporación del amoníaco, que pasa como gas al absorbedor *G*. La solución fuerte (concentrada) que produce el absorbedor pasa por la bomba *H* que la impulsa a través de un intercambiador de calor *I* donde es calentada por la solución débil que se dirige al absorbedor. Luego, la solución fuerte entra al “analizador” *B* donde se calienta con vapor u otro fluido caliente. De la parte superior (tope) del “analizador” sale amoníaco gaseoso, mientras que de la parte inferior se obtiene solución débil o diluida. El gas que abandona el “analizador” está formado casi exclusivamente por amoníaco con algo de vapor de agua y tiene una presión considerablemente mayor como consecuencia de la expansión que sufre durante la evaporación. Esta presión no puede ir en dirección aguas arriba porque se lo impide la bomba, que además tiene instalada una válvula anti retorno, de modo que se descarga aguas abajo hacia el condensador *C*, donde se enfría el gas a presión suficientemente elevada como para que licue. Luego es impulsado por esa presión a través de la válvula de expansión *E* y sufre una expansión isoentálpica. La mezcla líquido-vapor que resulta de esa expansión pasa al evaporador *F* donde se reinicia el ciclo.

El cálculo se debe realizar en base a balances de masa y energía por equipo obteniendo un sistema de ecuaciones con ayuda del diagrama de entalpía-concentración del NH_3 . A pesar de las ventajas del bromuro de litio, en instalaciones frigoríficas de muy bajas temperaturas el amoníaco es el fluido de trabajo más usado porque permite alcanzar temperaturas mínimas mucho menores.

1.4.3 SISTEMA AGUA-BROMURO DE LITIO

En instalaciones frigoríficas en las que la temperatura mínima está por encima de $0\text{ }^\circ\text{C}$ y se quiere usar un ciclo de absorción es muy frecuente encontrar equipos de bromuro de litio, debido a las ventajas que se mencionan más adelante. Además, como las soluciones de bromuro de litio no son volátiles a diferencia de lo que ocurre con las soluciones de amoníaco, no se requiere rectificación. Por ese motivo los equipos de absorción a bromuro de litio son mucho más compactos que los de amoníaco.

Los equipos de refrigeración por absorción a bromuro de litio se clasifican en equipos de una o dos etapas, comúnmente denominados de simple y doble efecto. El equipo de una etapa es el más común y se describe a continuación.

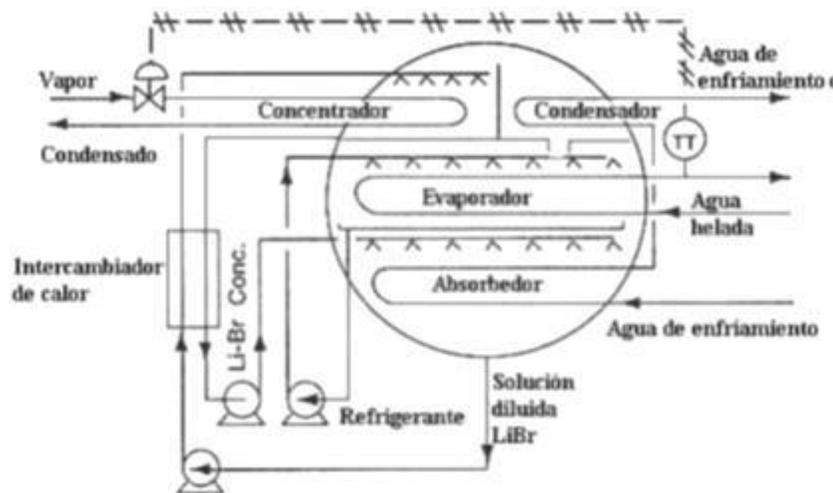


FIGURA 1.10 SISTEMA POR ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO-AGUA

La absorción se produce en un recipiente herméticamente cerrado, del que se evacua todo el aire. En consecuencia, la presión en el recipiente es la presión de vapor de la solución a la temperatura operativa. Lo que esto significa en otros términos es que se

puede regular la temperatura operativa del sistema a través de la presión. La presión en la sección del concentrador y del condensador es del orden de 0.1 atm y en la sección de evaporación y absorción es del orden de 0.01 atm.

Para el calentamiento se suele usar vapor de baja presión (alrededor de 1 bar) o agua caliente a unos 130 °C. En cambio los equipos de doble efecto usan vapor de media presión o agua a unos 175 °C.

Las cuatro secciones básicas de un equipo de absorción se dividen en dos: un volumen llamado de “alta presión” y otro de “baja presión”, a pesar de que ambos operan al vacío. El concentrador y el condensador forman la zona de “alta presión” mientras que el evaporador y el absorbedor forman la zona de “baja presión”. El agua caliente o el vapor fluyen a través de los tubos del concentrador y producen la evaporación del agua de la solución diluida por ebullición al vacío. El vapor de agua liberado de la solución diluida pasa del concentrador al condensador, donde se condensa por acción del agua de enfriamiento. El condensador opera a unos 32 °C. El agua así condensada cae en una bandeja y se envía a la sección del evaporador a través de un orificio reductor de presión, en el que sufre una expansión estrangulada. Como consecuencia del hecho de que la presión de operación en la zona del evaporador es menor (del orden de 700pa) y del efecto de Joule-Thompson la temperatura de esta sección es también menor: del orden de unos 3 °C. El calor que se necesita para el flasheo (evaporación parcial) del agua lo proporciona el agua helada que ingresa al equipo, por lo que esta se enfría. El vapor de agua que se produce en la zona del evaporador pasa entonces al absorbedor donde es absorbido por la solución concentrada de LiBr. Durante el proceso de absorción el líquido se calienta, debido al calor de disolución negativo de las soluciones concentradas de LiBr. El calor liberado en el absorbedor es eliminado del sistema por una corriente de agua de enfriamiento. La solución concentrada de LiBr que se pulveriza sobre los tubos del absorbedor toma el vapor de agua, y se diluye. Esta solución diluida es entonces bombeada al concentrador donde se completa el ciclo. Nótese que el fluido refrigerante definitiva es el vapor de agua. Todo el proceso viene regulado por la temperatura del agua helada. En el croquis se observa el controlador de temperatura, que acciona la válvula de admisión de vapor por medio de una línea de aire comprimido. Al abrir la válvula de admisión de vapor cuando la temperatura del agua aumenta se incrementa la potencia frigorífica del equipo, dentro de límites razonables.

1.4.4 PROCESO DE ABSORCIÓN EN EL ABSORBEDOR

Uno de los componentes más importantes de estas máquinas de absorción es el absorbedor, ya que su funcionamiento afecta directamente al sistema global. El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del máximo área de contacto entre la pared del intercambiador y la solución.

El aumento de la eficiencia en el absorbedor puede ser logrado aplicando diferentes técnicas. Una de ellas está asociada al incremento de la turbulencia por medio de corrugaciones en las paredes del intercambiador de calor o modificando la geometría, también puede conseguirse mediante la utilización de aditivos que disminuyan la tensión superficial de la solución (efecto Marangoni) provocando un movimiento del seno del líquido hacia la superficie y viceversa, o bien mediante la adición de nano partículas en la solución para mejorar la conductividad térmica de la solución.

1.4.5 PROPIEDADES DEL ABSORBENTE

El absorbente debe tener ciertas propiedades para poder ser utilizado como fluido en los ciclos de refrigeración por absorción, como las siguientes:

- 1.- El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el refrigerante. Entre mayor sea esta afinidad, se requerirá una menor cantidad, reduciendo las pérdidas térmicas durante su calentamiento. Sin embargo, si esta afinidad es demasiado grande, será necesario suministrar una gran cantidad de energía para la restitución del refrigerante.
- 2.- La presión de vapor a la temperatura requerida en el generador debe ser despreciable o muy baja, en comparación con la presión de vapor del refrigerante.
- 3.- El absorbente debe permanecer en estado líquido durante todo el ciclo, para evitar el problema de cristalización; la estabilidad química debe ser buena y no debe ser corrosivo ni tóxico.
- 4.- El calor específico debe ser bajo para evitar las pérdidas, la conductividad térmica debe ser lo más alta posible, la viscosidad y la tensión superficial deben ser bajas para facilitar la transmisión del calor y la absorción.

5.- El absorbente debe ser menos volátil que el refrigerante, para facilitar su separación en el generador. Si esto no es posible, se requerirá la integración de un rectificador para llevar a cabo esta separación en forma de vapor.

CAPÍTULO II

SISTEMA GENERAL PROPUESTO

En el presente capítulo se hablará de los 4 elementos importantes de un ciclo de refrigeración por absorción (generador, condensador, evaporador y absorbedor); también se conocerá la mezcla amoníaco-agua que se utiliza en este proyecto; Además, se realizará un diagrama de equilibrio de dicha mezcla para la obtención de su concentración, posteriormente en base a la concentración obtenida y en el diagrama de equilibrio entalpia-concentración se obtendrán las entalpías y presiones del sistema, con fin de realizar el análisis termodinámico del sistema propuesto y finalmente se realizarán el análisis de cada elemento para determinar el área de transferencia de calor que estos necesitan.

2 SISTEMA GENERAL PROPUESTO

2.1.1 EL ABSORBEDOR Y EL EVAPORADOR

La temperatura de evaporación del refrigerante depende de sus características de presión y temperatura de saturación. Esto es, la temperatura a la cual el refrigerante se evapora, varía con la presión del evaporador. La presión debe ser lo suficientemente baja, para que la temperatura resultante de evaporación se encuentre al valor que se necesita para la aplicación de la refrigeración.

En los sistemas por compresión de vapor, la baja presión en el evaporador se mantiene mediante la acción de succión del bombeo del compresor, como se observa en la figura siguiente, la cual remueve el refrigerante en cuanto este se evapora, evitando así que se eleve la presión. Para estas situaciones se escogen refrigerantes adecuados, cuyas características de presión y temperatura correspondan al funcionamiento del compresor y demás componentes. Por ejemplo, Si se utiliza refrigerante R12 y se desea una temperatura de evaporación de 4.4, la presión en el evaporador se debe mantener a 35.64kpa abs. Si se utiliza refrigerante R-11, la presión en el evaporador tendrá que mantenerse a 42.26 kpa abs.

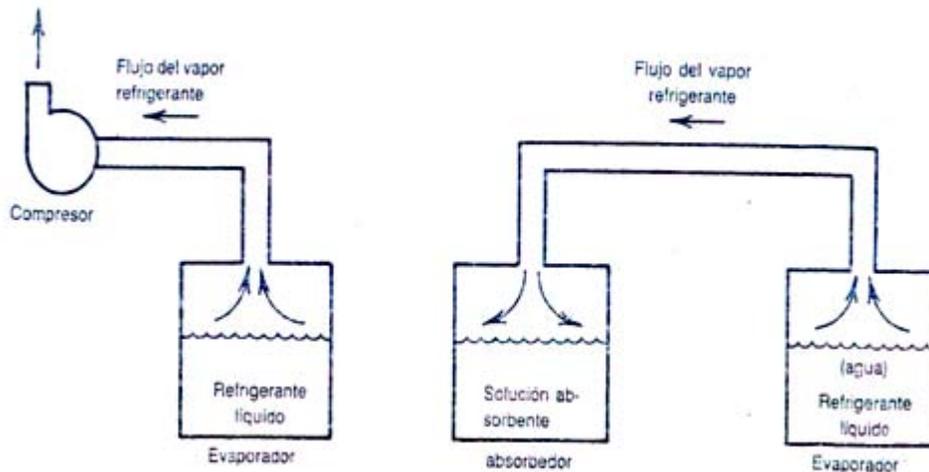


FIGURA 2.1. COMPARACIÓN DE LAS MANERAS DE OBTENER EL FLUJO Y LA SUCCIÓN DE UN REFRIGERANTE DESDE EL EVAPORADOR, EN LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN Y DE COMPRESIÓN DE VAPOR

- (a) Obtención del lado de baja en el sistema de compresión de vapor
 (b) Obtención del lado de baja en el sistema de absorción.

Si se ha de utilizar el agua como refrigerante para que se evapora a 4.44, la presión debe mantenerse extremadamente baja, a 0.827kpa abs (0.25 pulg Hg. La figura 2.1 (b) muestra en forma esquemática, cómo se utiliza el proceso de absorción para mantener esta baja presión. El evaporador contiene el refrigerante (agua). El absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución fuerte (concentrada) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzara a vaporizarse súbitamente; esto es, hervirá. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriara el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.

El vapor de agua producido llena el espacio evacuado de ambos recipientes. La presión en el evaporador aumenta a medida que se evapora más refrigerante. Consecuentemente, la correspondiente temperatura de evaporación también aumenta, y se pierde la refrigeración a una temperatura aceptablemente baja. Sin embargo, esto se evita por la acción del absorbente. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente, y esta lo absorbe. Esto reduce

la presión en el espacio, creándose un ligero gradiente de presión de la superficie del refrigerante en evaporación hacia el absorbente, lo que estimula el flujo del vapor de agua.

Esto es, el absorbedor retira el vapor de agua a medida que este se produce, manteniendo con ello la presión baja y la temperatura en el evaporador. Esta acción del absorbedor reemplaza el efecto de succión creado por el compresor.

El Sistema que se muestra en la figura 2.1(b) no puede operar de un modo satisfactorio durante mucho tiempo, debido a que la solución absorbente se diluye más a medida que absorbe el vapor de agua, y pronto se vuelve ineficaz. El régimen de absorción del vapor de agua disminuye, elevando la presión y la temperatura de evaporación hasta un nivel inaceptable. En un cierto punto, la solución cesa por completo de absorber el vapor de agua.

2.1.2 EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR

En la figura siguiente se muestra una disposición práctica utilizada para recuperar el refrigerante, de modo que el sistema pueda operarse continuamente. La solución débil se bombea del absorbedor a un recipiente llamado generador o concentrador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte, ahora reconcentrada, se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción. La fuente de calor es, con frecuencia, vapor de agua o agua caliente que circula en un serpentín, tal como se muestra en la figura a continuación. La aplicación directa de los gases calientes de la combustión puede, asimismo utilizarse, si bien, por supuesto, los aparatos son físicamente diferentes.

El espacio del generador está conectado a un cuarto componente que es el condensador. Vapor de agua llena este espacio en los recipientes. A través de la tubería del condensador se hace circular agua de enfriamiento. La temperatura del agua es más baja que la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión de condensación. El vapor de agua, por lo tanto, cede su calor de condensación, y se condensa como líquido, acumulándose en el fondo del condensador.

El evaporador y el absorbedor se hallan a una temperatura extremadamente baja, y pueden considerarse como el lado de baja del sistema. La presión desarrollada en el

generador y el condensador por el proceso de calentamiento es más elevada; estos dos componentes pueden considerarse el lado de alta del sistema. (Si bien la presión es más elevada en el generador y el absorbedor, todavía está muy por debajo de la presión atmosférica).

A fin de mantener el diferencial de presión entre el lado de alta y el lado de baja, y de causar un efecto de enfriamiento por vaporización súbita en el refrigerante, se provee un orificio entre el condensador y el evaporador. Esto sirve como un dispositivo de expansión, semejante al que funciona en el sistema de compresión de vapor. Esto completa el ciclo.

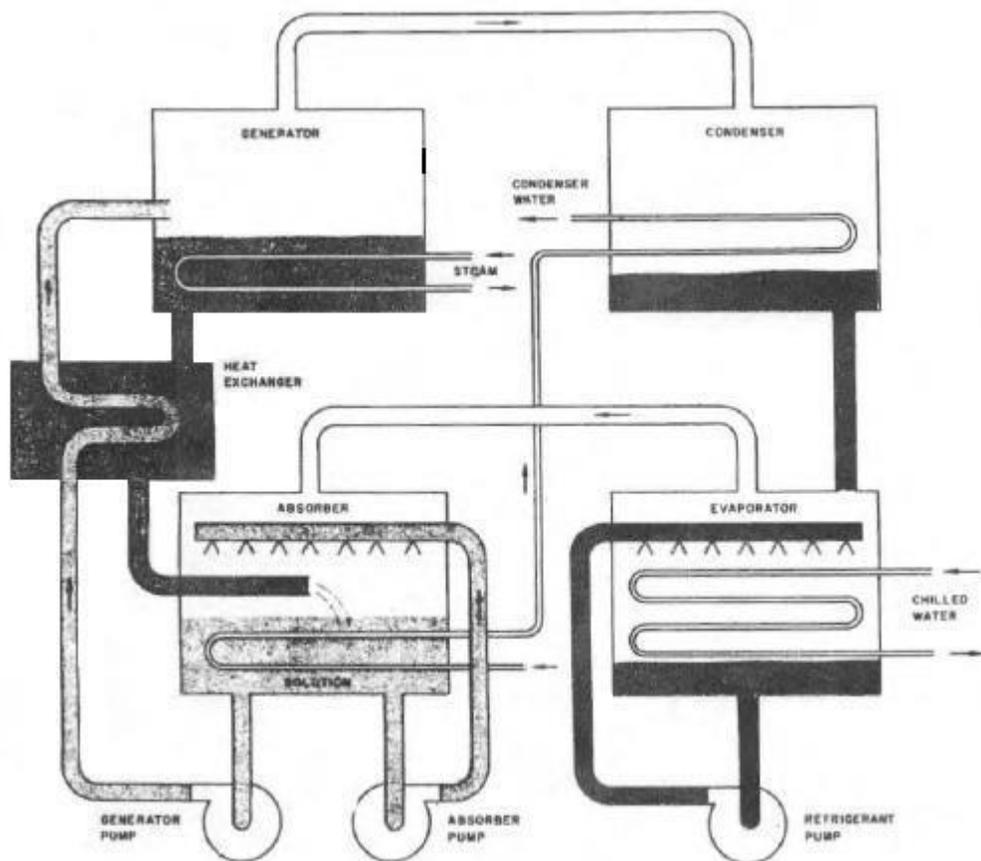


FIGURA 2.2 DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO - AGUA

2.2.1 LEY DE RAOULT

La ley de Raoult establece que la relación entre la presión de vapor de cada componente en una solución ideal es dependiente de la presión de vapor de cada componente individual y de la fracción molar de cada componente en la solución.

Considerando una fase líquida y una fase de vapor con un comportamiento de solución y de gas ideal, compuestas por N componentes, que se encuentran en equilibrio a una temperatura T y una presión p . entonces la ecuación de equilibrio está dada por la siguiente ecuación:

$$Y_i P_i = X_i P_i^{sat} \quad 2.1$$

Dicha ecuación expresa el estado de equilibrio entre las fases, el primer miembro de la ecuación representa el estado de vapor y el segundo representa el estado del líquido la relación entre los componentes es.

$$\sum_i X_i = 1$$

$$\sum_i Y_i = 1$$

2.2.2 LA REGLA DE LAS FASES

En un sistema de dos fases para un solo componente, existe un equilibrio diferente para cada temperatura o presión y por lo tanto cada propiedad intensiva de cada fase se mantiene constante. En un sistema de dos fases de un solo componente tiene una propiedad independiente que puede ser la temperatura o la presión.

El número de variables independientes involucradas en un sistema multi-fásico y multi-componente está dado por la regla de las fases de Gibbs la cual es expresada de la siguiente manera:

$$IV = F - C + 2 \quad 2.2$$

Dónde: IV = Variables Independientes.

F = Número de fases presentes en el equilibrio.

C = Número de componentes.

2.2.3 MEZCLAS BINARIAS

Al aplicar la regla de las fases a una mezcla binaria donde se cuenta con un componente A y un componente B, las variables independientes pueden ser seleccionadas entre presión y temperatura, y como en el equilibrio de las fases, ambas fases se encuentran presentes; Entonces la concentración del componente A en la fase de vapor es y_A y en fase líquida será x_A . Y de igual manera para la concentración del componente B que sería y_B en fase de vapor y x_B en fase líquida respectivamente; Ya que son variables dependientes, debido a que $x_A + x_B = 1$ y $y_A + y_B = 1$ si la presión está dada, tendríamos una variable independiente como la temperatura, y_A o x_A .

Para este sistema se tienen dos fases en equilibrio (líquido y vapor) por consiguiente $F = 2$ y dos componentes (agua y amoníaco) obteniendo $C = 2$ por lo que usando la regla de las fases obtendríamos lo siguiente:

$$IV = (2) - (2) + 2 = 2 \quad 2.3$$

Lo obtenido anteriormente de la mezcla binaria es el número de variables independientes que es = 2 que pueden ser temperatura y "x" o temperatura y "y".

2.3 ELABORACION DE TABLA DE EQUILIBRIO LÍQUIDO - VAPOR PARA UNA MEZCLA AMONIACO - AGUA POR MEDIO DE LA LEY DE RAOULT Y DALTON

El desarrollo de diagramas de equilibrio líquido – vapor es de mucha importancia para determinar la concentración en fase líquida y en fase de vapor en el elemento correspondiente de un sistema de refrigeración por absorción.

Para soluciones ideales, la ley de Raoult se aplica a cada uno de los componentes puros

Utilizando la ecuación para el amoníaco líquido:

$$P_{NH_3} = X_{NH_3} P_{satNH_3} \quad 2.4$$

Para el agua líquido:

$$P_{H_2O} = X_{H_2O} P_{H_2O} \quad 2.5$$

Para un gas ideal se aplica la ley de Dalton, para cada uno de los componentes obteniendo la siguiente ecuación para el vapor de amoníaco:

$$P_{NH_3} = y_{NH_3} p \quad 2.6$$

Para el vapor de agua:

$$P_{H_2O} = Y_{H_2O} P \quad 2.7$$

Sabiendo que la sumatoria de ambos componentes en la misma fase nos resulta el total del componente obtenemos lo siguiente

$$X_{NH_3} + X_{H_2O} = 1 \quad 2.8$$

$$Y_{NH_3} + Y_{H_2O} = 1 \quad 2.9$$

Igualando la ecuación para el amoníaco líquido con la ecuación de vapor de amoníaco y despejando y_{NH_3} obtenemos:

$$y_{NH_3} = \left(\frac{P_{sat NH_3}}{P} \right) X_{NH_3} \quad 2.10$$

Y de igual manera para el agua líquido y el vapor de agua respectivamente se obtiene:

$$y_{H_2O} = \left(\frac{P_{sat H_2O}}{P} \right) X_{H_2O} \quad 2.11$$

Aplicando las ecuaciones anteriores obtenemos:

$$\left(\frac{P_{sat NH_3}}{P} \right) X_{NH_3} + \left(\frac{P_{sat H_2O}}{P} \right) X_{H_2O} = 1 \quad 2.12$$

La sumatoria de los componentes en la misma fase se puede expresar también de la siguiente manera $X_{H_2O} = 1 - Y_{NH_3}$ y sustituyendo en la ecuación anterior obtenemos:

$$\left(\frac{P_{sat NH_3}}{P} \right) X_{NH_3} + \left(\frac{P_{sat H_2O}}{P} \right) (1 - X_{NH_3}) = 1 \quad 2.13$$

Despejando X_{NH_3} se obtiene la concentración de amoníaco en fase líquida:

$$X_{NH_3} = \frac{P - P_{SAT H_2O}}{P_{SAT NH_3} - P_{SAT H_2O}} \quad 2.14$$

A partir de la ecuación 2.8 se obtiene la expresión para la concentración de agua en fase líquida.

$$X_{H_2O} = 1 - \left(\frac{P - P_{SAT H_2O}}{P_{SAT NH_3} - P_{SAT H_2O}} \right) \quad 2.15$$

Finalmente quedando como:

$$X_{H_2O} = \frac{P_{sat NH_3} - P}{P_{sat NH_3} - P_{sat H_2O}} \quad 2.16$$

La concentración de amoníaco en forma de vapor se obtiene sustituyendo la ecuación 2.14 en la ecuación 2.10 y se obtiene:

$$Y_{NH_3} = \left(\frac{P_{sat NH_3}}{P} \right) \left(\frac{P - P_{sat H_2O}}{P_{sat NH_3} - P_{sat H_2O}} \right) \quad 2.17$$

La concentración de agua en fase de vapor se obtiene al sustituir la ecuación 2.6 en la ecuación 2.11 obteniendo:

$$Y_{H_2O} = \left(\frac{P_{sat H_2O}}{P} \right) \left(\frac{P_{sat NH_3} - P}{P_{sat NH_3} - P_{sat H_2O}} \right) \quad 2.18$$

Las ecuaciones 2.16 y 2.18 formulan las concentraciones de amoníaco en el estado líquido y vapor, dadas las presiones y temperaturas de la mezcla amoníaco – agua. Desarrollando la metodología se construyen las tablas de equilibrio líquido – vapor para la mezcla amoníaco- agua en la siguiente sección.

2.4 TABLA DE CONCENTRACIONES DE LÍQUIDO – VAPOR DE LA MEZCLA AGUA – AMONIACO

Se realizará una tabla de fases para la mezcla agua –amoníaco a una presión de 1.013 bar, que es la presión en la que se encuentra la mezcla a utilizar. Se tomarán algunos valores de temperatura y se obtienen sus presiones de saturación correspondientes del agua y del amoníaco por separado.

Se empieza con una temperatura de -33.3 °C, que es la temperatura con la cual el amoníaco cambia de fase de líquido a vapor a una presión de 1.013 bar hasta una temperatura de 100 °C, que es la temperatura cambia de fase de líquido a vapor a esta misma presión de saturación. Los intervalos se toman de manera aleatoria.

Tabla 2.1 Presiones de saturación de la mezcla amoniaco - agua

Estado	Temperatura	Presión de saturación (bar)	
	T (°C)	H ₂ O	NH ₃
1	-33.3	0	1.0133
2	-28	0	1.316
3	-16	0	2.264
4	-12	0	2.679
5	-4	0	3.689
6	4	0.008718	4.976
7	20	0.02337	8.575
8	50	0.12335	20.33
9	80	0.4736	41.398
10	100	1.0133	62.512

Procedemos con los cálculos correspondientes en algunos estados de la tablas (1, 6, 8 y 10). Los casos restantes se obtendrían de manera similar.

Estado 1

La presión de saturación es de 1.013 bar y la temperatura de -33.3 °C. De las tablas de vapor de amoniaco y agua saturado se obtienen las presiones de saturación a la temperatura de -33.3 °C del amoniaco y del agua respectivamente.

$$P_{satNH_3} = 1.013 \text{ bar y } P_{satH_2O} = 0 \text{ bar}$$

Entonces, la concentración de amoniaco y de agua en fase liquida se obtiene de la siguiente manera:

$$x_{NH_3} = \frac{1.0133-0}{1.0133-0} = 1, \quad X_{H_2O} = 1 - X_{NH_3} = 1 - 1 = 0$$

Y la concentración de amoníaco y de agua en la fase de vapor es:

$$Y_{NH_3} = \left(\frac{1.033}{1.0133} \right) (1) = 1, Y_{H_2O} = 1 - Y_{NH_3} = 1 - 1 = 0$$

Estado 6

La presión es de 1.0133 bar y la temperatura 4 °C en las tablas de vapor de amoníaco y de agua saturada se obtiene las presiones a la temperatura de 4°C del amoníaco y de agua respectivamente

$$P_{satNH_3} = 4.976 \text{ bar y } P_{satH_2O} = 0.008718 \text{ bar}$$

Entonces la concentración de amoníaco y de agua en fase líquida es:

$$x_{NH_3} = \frac{1.0133 - 0.008718}{4.976 - 0.008718} = 0.202, \quad X_{H_2O} = 1 - x_{NH_3} = 1 - 0.202 = 0.798$$

Y la concentración de amoníaco y de agua en la fase de vapor es:

$$Y_{NH_3} = \left(\frac{4.976}{1.0133} \right) (0.202) = 0.991, \quad Y_{H_2O} = 1 - Y_{NH_3} = 1 - 0.991 = 0.009$$

Estado 8

La presión es de 1.0133 bar y la temperatura 50 °C en las tablas de vapor de amoníaco y de agua saturada se obtiene las presiones a la temperatura de 50°C del amoníaco y de agua respectivamente

$$P_{satNH_3} = 20.33 \text{ bar y } P_{satH_2O} = 0.12335 \text{ bar}$$

Entonces la concentración de amoníaco y de agua en fase líquida es:

$$x_{NH_3} = \frac{1.0133 - 0.12335}{20.33 - 0.12335} = 0.044, \quad X_{H_2O} = 1 - x_{NH_3} = 1 - 0.044 = 0.956$$

Y la concentración de amoníaco y de agua en la fase de vapor es:

$$Y_{NH_3} = \left(\frac{20.33}{1.0133} \right) (0.044) = 0.882, Y_{H_2O} = 1 - Y_{NH_3} = 1 - 0.882 = 0.118$$

Estado 10

La presión es de 1.0133 bar y la temperatura 100 °C en las tablas de vapor de amoníaco y de agua saturada se obtiene las presiones a la temperatura de 100°C del amoníaco y de agua respectivamente

$$P_{satNH_3} = 62.512 \text{ bar y } P_{satH_2O} = 1.0133 \text{ bar}$$

Entonces la concentración de amoníaco y de agua en fase líquida es:

$$x_{NH_3} = \frac{1.0133 - 1.0133}{62.512 - 1.0133} = 0, \quad X_{H_2O} = 1 - X_{NH_3} = 1 - 0 = 1$$

Y la concentración de amoníaco y de agua en la fase de vapor es:

$$Y_{NH_3} = \left(\frac{20.33}{1.0133} \right) (0) = 0, Y_{H_2O} = 1 - Y_{NH_3} = 1 - 0 = 1$$

Tabla 2.2 Concentración de agua amoniaco en fases de líquido y vapor

T (°C)	X_{NH₃}	Y_{NH₃}	X_{H₂O}	Y_{H₂O}
-33.3	1	1	0	0
-28	0.77	1	0.0643	0
-16	0.447	1	0.552	0
-12	0.378	1	0.6217	0
-4	0.274	1	0.725	0
4	0.2	0.9931	0.797	0.0068
20	0.1157	0.9791	0.884	0.002
50	0.044	0.8836	0.9559	0.1163
80	0.0131	0.538	0.9868	0.4612
100	0	0	1	1

Los resultados mostrados en la tabla anterior se grafican, y se obtienen las curvas de líquido saturado y de vapor saturado. Tomando en cuenta la concentración del refrigerante, en este caso del amoniaco.

En la figura 2.3, la curva inferior es la curva isobárica de la temperatura de líquido saturado, que es a la cual el líquido empieza a evaporarse, por otro lado en la parte superior se muestra la curva isobárica de la temperatura del punto de rocío, la cual nos indica a que temperatura el vapor empieza a condensarse. En aplicaciones de refrigeración por absorción es conveniente representar este tipo de graficas con respecto a la concentración del refrigerante para poder así, obtener las demás propiedades termodinámicas de la solución.

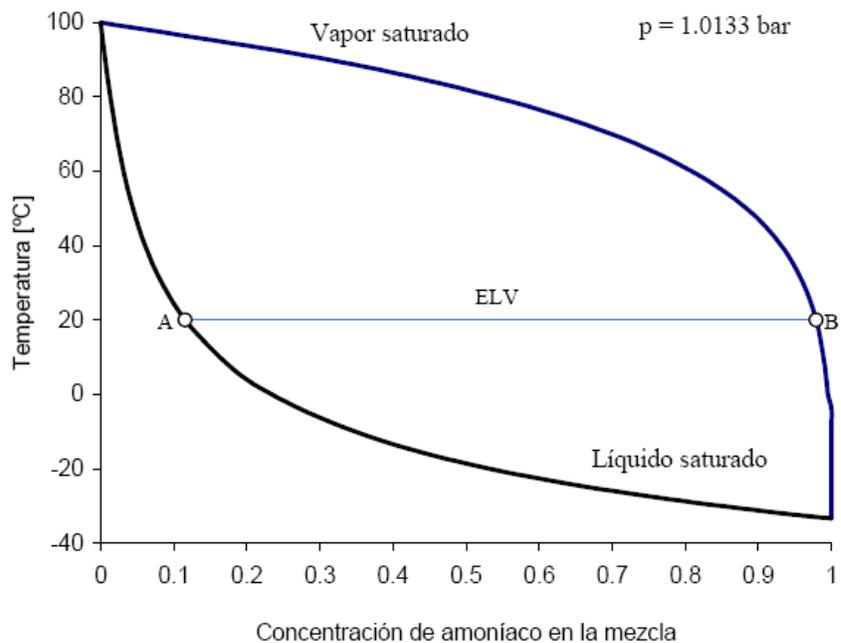


FIGURA 2.3 DIAGRAMA DE EQUILIBRIO DE FASES AMONIACO-AGUA

Con esta metodología se obtiene el diagrama de concentración de amoníaco – agua que se utilizará para determinar las propiedades termodinámicas del sistema propuesto.

2.5 PROPIEDADES TÉRMICAS

Como parámetros de diseño, es necesario incluir propiedades térmicas tales como: temperaturas y concentraciones de los elementos ya que estas nos permitirán determinar las demás cantidades involucradas en el diseño del ciclo termodinámico.

Es por eso que a continuación se definen algunas de ellas:

Temperatura en el evaporador. $TEV = T = -5^{\circ}\text{C}$

Temperatura en el absorbedor. $TAB = T1 = 30^{\circ}\text{C}$

Temperatura en el generador. $TGE = T2 = 95^{\circ}\text{C}$ (Fuente de energía externa)

Temperatura en el Condensador. $TCO = T8 = 30^{\circ}\text{C}$

Las concentraciones quedan de la siguiente manera:

$$X_1 = X_8 = X_9 = X_7 = 0.995, X_5 = X_6 = 0.18, X_2 = X_3 = X_4 = 0.20$$

Las presiones se obtendrán de manera numérica en la siguiente sección; Por el momento se colocaran que presiones serán iguales para el análisis del sistema.

$$P1 = P2 = P_{sat}, P5 = P8$$

2.6 ANALISIS TERMODINAMICO DEL SISTEMA PROPUESTO

Para realizar dicho análisis es necesario considerar algunas circunstancias que facilitaran el entendimiento del sistema, para así mismo ayudar a calcular las propiedades que completan el sistema para poder finalmente otorgar un resultado claro y concreto, que posteriormente servirá para los cálculos siguientes de transferencia de calor en cada elemento del sistema.

Las circunstancias serán las siguientes:

1. El sistema funciona en régimen estacionario.

2. Las condiciones a la salida del evaporador, generador, absorbedor y condensador se encuentran en condiciones de saturación.
3. A través de los componentes del sistema no se considera ningún tipo de ganancia o de pérdida energética.
4. Los procesos que se realizan en la válvula se considera isoentálpico.
5. La temperatura que varía en el evaporador se considera despreciable.

2.6.1 SISTEMA PROPUESTO

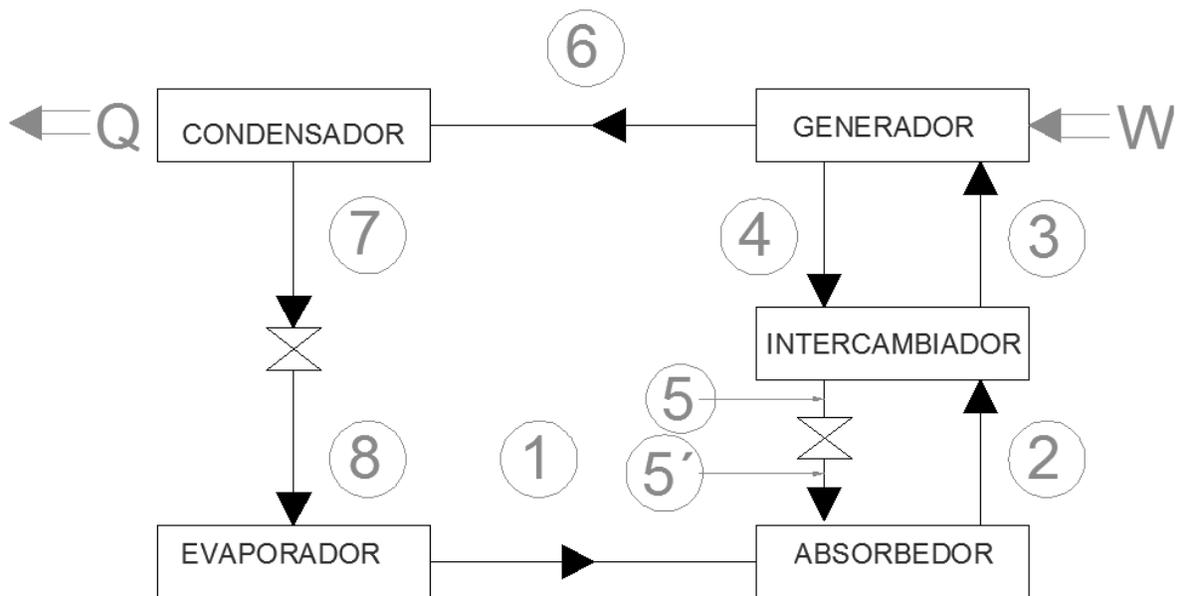


FIGURA 2.5 SISTEMA GENERAL PROPUESTO

2.6.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS EN BASE AL DIAGRAMA DE EQUILIBRIO AMONIACO-AGUA

Como a lo largo del ciclo existen mezclas de diferentes concentraciones, los balances energéticos se evalúan más fácilmente utilizando diagramas entalpía-concentración.

La figura 2.4 representa el diagrama correspondiente a las entalpias del sistema amoníaco-agua a varias presiones y temperaturas y para todas las composiciones y fases. Las entalpias están basadas sobre 0.45kg del fluido y los estados de referencia son el amoníaco líquido saturado a -20.22°C y el agua saturada a -17.77°C .

El grupo inferior de líneas del diagrama corresponde a las entalpías de diversas fases sólidas de hielo y amoníaco. El grupo de curvas situado sobre este, representa las entalpías de las soluciones saturadas en todo el intervalo de composiciones para diferentes temperaturas y presiones. El tercer grupo al fondo representa las líneas de construcción para la obtención de las relaciones de equilibrio vapor-líquido. El grupo superior de líneas representa las entalpías de vapores saturados que cubren todo el intervalo de composiciones para distintas temperaturas y presiones.

La presión en el punto 1 (ver fig. 2.5) es una presión de equilibrio de vapor saturado con una concentración de 99.5% de NH_3 a 5°C , con estos datos se ingresa al diagrama equilibrio amoníaco-agua. Se supone un valor de ensayo para la presión de equilibrio y se sigue una horizontal desde el punto que representa el vapor saturado a esta presión y concentración del 99.5% hasta la correspondiente línea de construcción del equilibrio. Desde ese punto se sigue hacia abajo según una línea vertical hasta la línea de 5°C de las curvas de líquido saturado y se lee la correspondiente presión de equilibrio. Esta segunda aproximación de la presión se utiliza para repetir la operación hasta tener valores consistentes; es decir, que el valor se torne constante conforme se realicen las iteraciones o el número de ensayos. De esta forma se encontró que la presión del evaporador es aproximadamente de 49.033 Kpa.

Para el punto 2 a la salida del absorbedor se tiene una solución concentrada con presión de y temperatura de 30°C . Se determina de la figura 2.4 una concentración de NH_3 de 20% y entalpía de 52.33 Kpa.

A la salida del condensador (punto 7) con una temperatura de 30°C y una concentración de NH_3 de 99.5% se lee una presión de 1176.8 Kpa, este valor es igual para los puntos: 3, 4 y 6.

En el punto 3 es necesario realizar un balance energético para determinar la entalpía; Estos cálculos se realizarán más adelante en el balance general del sistema ya que se hayan establecidos los flujos de masa en esta etapa que se encuentran involucrados en dicho balance.

En el punto 4 encontramos la entalpía ingresando al gráfico con una temperatura de 84°C y con una presión de 1176.8 Kpa, como resultado tenemos que $h_4 = 314.01 \text{Kj/Kg}$. Para el punto 5 del sistema que es a la salida del intercambiador se encuentra una solución débil

en amoníaco con una temperatura de 34 °C y una presión de 49.33 Kpa. De la figura se obtiene una $h_5 = 69.80 \text{ KJ/Kg}$. Y una concentración de $x = 18.3\%$.

En el punto 6 que es a la salida del generador entrada a condensador se tiene una solución rica en amoníaco de $x = 99.5\%$ a una presión de 1176.8 Kpa. En este punto y basándonos en la figura 2.4 se traza una línea vertical desde dicho valor de concentración hasta cortar la línea de rocío correspondiente a la presión dada, luego se traza otra línea horizontal para cortar la línea auxiliar a la misma presión, con otra vertical hacia abajo hasta interceptar la línea de presión, se lee el valor aproximado de la temperatura a la salida del generador, $T_6 = 72^\circ\text{C}$ y al mismo tiempo obtenemos una entalpía de $h_6 = 1756.61 \text{ KJ/Kg}$.

La siguiente imagen describe el proceso de lectura de algunos datos del diagrama de equilibrio, en el evaporador y generador como muestra del uso de dicho gráfico.

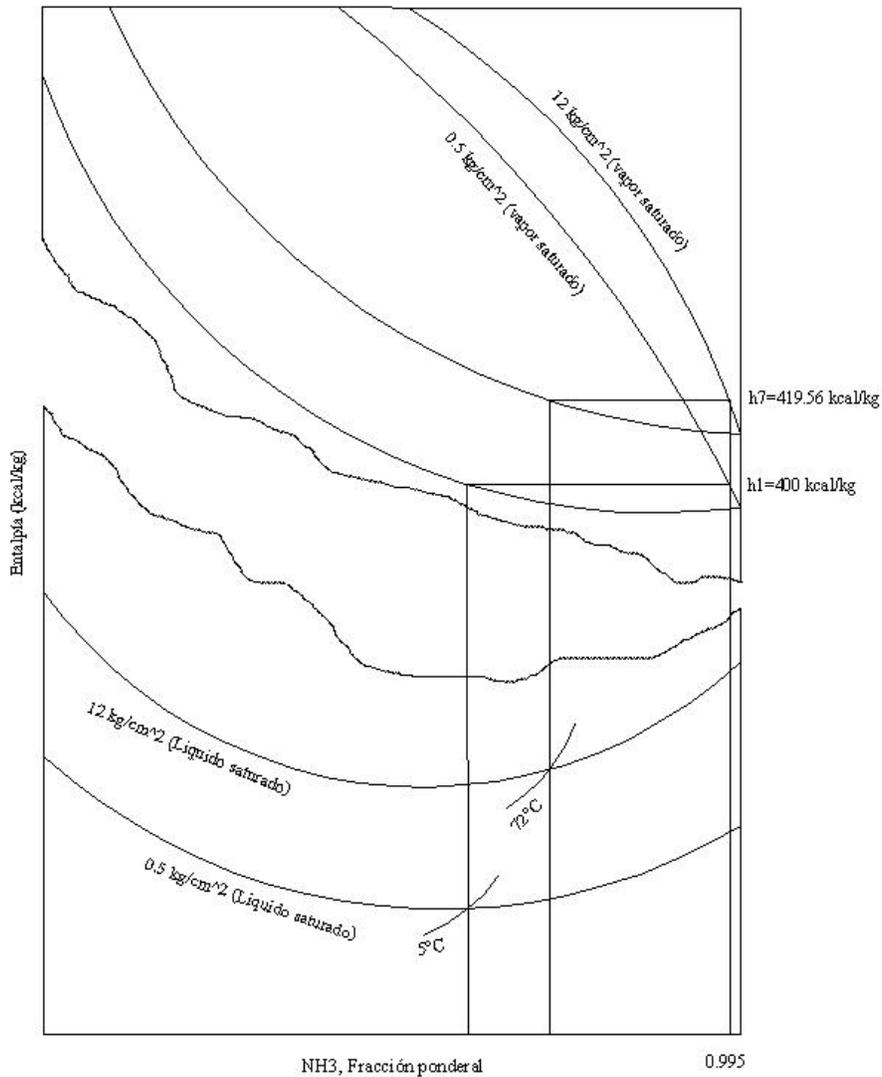


FIGURA 2.6 MÉTODO PARA LA DETERMINACIÓN DE ENTALPÍAS DE DIVERSAS CORRIENTES CORRESPONDIENTES AL DIAGRAMA DE EQUILIBRIO AMONÍACO-AGUA

2.7 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE CADA ELEMENTO DEL SISTEMA

Los problemas de proyecto y análisis en los sistemas de refrigeración por absorción comprenden una serie de balances energéticos que abarcan todo el ciclo y cada una de sus partes. Así, para el proceso global correspondiente al ciclo de la fig. 2.5, si se prescinde de las variaciones de energía cinética, potencial y superficial:

$$Q_{EV} + Q_{GEN} + Q_{CON} + Q_{AB} = 0$$

En donde:

Q_{EV} = calor absorbido del evaporador

Q_{GEN} = calor suministrado al generador

$-Q_{CON}$ = calor cedido por el condensador

$-Q_{AB}$ = calor cedido por el absorbedor

Los balances energéticos a las etapas individuales se refieren únicamente a magnitudes caloríficas y entálpicas. Así por ejemplo en el generador, se realizará de la siguiente manera:

$$m_{entrada} + h_{entrada} = m_{salida} + h_{salida}$$

$$m_3 + h_3 = m_4 + h_4 + m_6 + h_6 \quad 2.19$$

Donde es la m_6 masa de la corriente 6 a la salida del generador en la fig. 2.5 y h_6 es la entalpia correspondiente por unidad de masa. Los otros símbolos poseen un significado semejante.

2.8 CALCULO DE FLUJOS MÁSCOS EN EL SISTEMA PROPUESTO

Para el cálculo de los flujos del sistema es importante señalar que este será alimentado eléctricamente por una resistencia eléctrica la cual tendrá una carga de 100 watts; por lo tanto iniciaremos con este dato y basándonos en las características y datos obtenidos en el subtema 2.6.2 obtendremos el análisis completo.

$$\text{Teniendo en cuenta que } Q_1 = m_1 (h_1 - h_9) \quad 2.20$$

Despejando m_1 obtenemos

$$m_1 = \frac{Q}{(h_1 - h_9)} = \frac{0.100}{(1674.72 - 471.01)} = 8.307 \times 10^{-5} \text{ Kg/s} \quad \text{o} \quad 0.299 \text{ Kg/hr.}$$

Por lo tanto obtenemos que $m_1 = m_8$

Balance en el absorbedor

$$m_{entrada} = m_{salida}$$

$$m_2 = m_1 + m_5'$$

$$m_{5'} = m_2 - m_1$$

$$m_{5'} = m_2 - 0.299 \text{ Kg/hr} \quad (1)$$

Balance masa – concentración.

$$m_1 X_1 + m_5 X_5 = m_2 X_2 \quad (2)$$

Sustituyendo (1) en (2).

$$m_1 X_1 + m_2 - 0.299 \times 5 = m_2 X_2$$

$$m_1 X_1 + m_2 - 0.299 \times 5 - m_2 X_2 = 0$$

$$m_2 (X_5 - X_2) = 0.299 \times 5 - m_1 X_1$$

$$m_2 = \frac{0.299 \times 5 - m_1 X_1}{(X_5 - X_2)} = \frac{(0.299)(0.183) - (0.299)(0.995)}{(0.183 - 0.20)} = 14.28 \text{ Kg/hr} \quad \text{o} \quad 3.966 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Por lo tanto obtenemos que $m_2 = m_3$

$$m_{5'} = m_2 - 0.299 \text{ Kg/hr}$$

$$m_{5'} = 14.28 \text{ Kg/hr} - 0.299 \text{ Kg/hr} = 13.981 \text{ Kg/hr} \quad \text{o} \quad = 3.883 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad m_4 = m_5 = m_{5'}$$

Balance de masa en intercambiador.

$$m_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}}$$

$$m_2 + m_4 = m_3 + m_5$$

En este punto obtendremos la entalpia 3 (h_3) por lo que tendremos que despejar el flujo 3 (m_3).

$$m_3 = m_2 + m_4 - m_5$$

Balance masa –entalpia.

$$m_3 h_3 = m_2 h_2 + m_4 h_4 - m_5 h_5$$

Dónde: $m_4 = m_5$

$$m_3 h_3 = m_2 h_2 + m_4 - m_5 (h_4 - h_5)$$

$$h_3 = \frac{m_2 h_2 + m_4 - m_5 (h_4 - h_5)}{m_3} = \frac{(3.966 \times 10^{-3})(314.01 - 69.80) + (3.883 \times 10^{-3})(52.33)}{3.966 \times 10^{-3}} = 295.44 \text{ Kj/Kg}$$

Balance de masa en el generador.

$$m_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}}$$

$$m_3 = m_4 + m_6$$

$$m_6 = m_3 - m_4 = 14.28 - 13.981 = 0.299 \text{ kg/hr.}$$

2.9 CALCULO DE CALORES EN CADA COMPONENTE

2.9.1 CALOR ABSORBIDO EN EL EVAPORADOR

$$m_{\text{entrada}} h_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}} h_{\text{salida}}$$

$$Q_{\text{ev.}} + m_8 h_8 = m_1 h_1$$

$$m_8 h_8 - m_1 h_1 + Q_{\text{ev}} = 0 \quad m_8 = m_1$$

Por lo tanto:

$$m_{1-8} (h_8 - h_1) + Q_{\text{ev}} = 0$$

$$m_{1-8} (h_8 - h_1) = Q_{\text{ev}} = (8.307 \times 10^{-5})(1674.72 - 471.01) = 0.0999 \text{ Kj/s}$$

2.9.2 CALOR RECHAZADO EN EL ABSORBEDOR

$$m_{\text{entrada}} h_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}} h_{\text{salida}}$$

$$Q_{\text{ab}} + m_1 h_1 + m_5 \cdot h_{5'} = m_2 h_2$$

$$m_1 h_1 + m_5 \cdot h_{5'} + Q_{\text{ab}} - m_2 h_2 = 0$$

$$m_1 h_1 + m_5 \cdot h_{5'} - m_2 h_2 = Q_{\text{ab}}$$

$$Q_{\text{ab}} = (8.307 \times 10^{-5})(1674.72) + (3.883 \times 10^{-3})(69.80) - (3.966 \times 10^{-3})(52.33) = 0.202 \text{ KJ/s}$$

2.9.3 CALOR ABSORBIDO EN EL GENERADOR

$$m_{entrada}h_{entrada} = m_{salida}h_{salida}$$

$$Q_{gen} + m_3h_3 = m_4h_4 + m_6h_6$$

$$Q_{gen} = m_4h_4 + m_6h_6 - m_3h_3$$

$$Q_{ab} = (3.883 \times 10^{-3})(314.01) + (8.307 \times 10^{-5})(1756.61) - (3.966 \times 10^{-3})(295.44)$$

$$Q_{ab} = 0.193 \text{ KJ/s}$$

2.9.4 CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR

$$m_{entrada}h_{entrada} = m_{salida}h_{salida}$$

$$m_6h_6 = m_7h_7 + Q_{con} \quad m_6 = m_7$$

$$Q_{con} = m(h_6 - h_7) = (8.307 \times 10^{-5})(1756.61 - 471.01) = 0.106 \text{ KJ/s}$$

2.9.5 BALANCE ENERGÉTICO DE TODO EL SISTEMA

Teniendo conocimiento de la primera ley de la termodinámica para un ciclo termodinámico cerrado que se encuentra de la siguiente manera.

$$Q - W = \Delta EC + \Delta EP + \Delta U$$

Considerando que las variables de energía interna, potencial y cinética son despreciables la expresión anterior resulta de la siguiente manera

$$Q - W = 0$$

El balance general del sistema quedaría expresado de la siguiente manera:

$$Q_{ev} + Q_{gen} = Q_{con} + Q_{ab}$$

$$0.0999 + 0.208 = 0.106 + 0.202$$

$$0.307 = 0.308$$

2.9.6 CÁLCULO DEL COP

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen}} = \frac{0.0999}{0.208} = 0.480 \quad 2.21$$

TABLA 2.3 RESULTADOS DEL BALANCE

Punto	T °C	Concentración X (%)	Presión (kpa)	h (KJ/Kg)	m (Kg/s)
1	-5	99.5	49.033	1674.72	8.307x10 ⁻⁵
2	30	20	49.033	52.33	3.966x10 ⁻³
3	78	20	49.033	295.44	3.966x10 ⁻³
4	84	18.3	1176.8	314.01	3.883x10 ⁻³
5	34	18.3	49.033	69.80	3.883x10 ⁻³
5'	34	18.3	49.033	69.80	3.883x10 ⁻³
6	72	99.5	1176.8	1756.61	8.307x10 ⁻⁵
7	30	99.5	1176.8	471.01	8.307x10 ⁻⁵
8	-5	99.5	49.033	471.01	8.307x10 ⁻⁵

2.10 DETERMINACIÓN DE ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES DEL SISTEMA

En este apartado del proyecto se obtendrá el área de transferencia de calor de los intercambiadores del sistema (evaporador y condensador) con lo cual, podremos saber si el flujo que se obtuvo en el apartado anterior será suficiente para cubrir las necesidades de recolección de condensado de vapor en el evaporador. Para poder realizar dicha tarea utilizaremos conceptos como “coeficiente global de transferencia de calor”, “factor de corrección de la LMTD”, “temperatura media logarítmica (LMTD)”, “coeficiente convectivo de transferencia de calor” y “numero de Nusselt”.

Calcularemos el área de transferencia de calor por medio de la siguiente ecuación:

$$AT = \frac{Q}{(U_{gl})(\Delta T_{corr})} \quad 2.22$$

Dónde:

AT = área de transferencia de calor.

Q = Calor disipado.

ΔT_{corr} = valor de temperatura con el factor de corrección.

U_{gl} = coeficiente global de transferencia de calor.

Dados los valores de Q y de U_{gl} debemos determinar ΔT_{corr} , para lo cual utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{corr} = (FT)(LMTD) \quad 2.23$$

Para determinar el valor de FT (factor de diferencia de temperaturas) necesitamos conocer el valor de P y R, los cuales obtendremos con ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$P = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \text{Coeficiente de efectividad} \quad 2.24$$

$$Z = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \text{Relación de capacidades térmicas} \quad 2.25$$

Usando los valores de P y Z, en las tablas “Factores de Corrección para Intercambiadores” obtenemos el valor de FT para cada intercambiador del sistema de absorción.

2.11 TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LTMD)

Para determinar la temperatura media logarítmica debemos identificar el tipo de intercambiador que utilizamos ya que aunque es muy poca la variación en el cálculo de la LMTD debe tomarse la ecuación que describa correctamente el comportamiento de nuestro intercambiador.

Existen tres disposiciones generales para la realización práctica del intercambio térmico: flujo en equicorriente, flujo en contracorriente y flujo cruzado.

- *En el flujo en equicorriente, los fluidos entran por la misma posición de la superficie intercambiadora y fluyen, separados, por recorridos paralelos.*

- En el flujo en contracorriente, los fluidos entran por extremos opuestos de la superficie intercambiadora y fluyen separados, en direcciones opuestas, siendo el intercambiador más eficiente, aunque también es el que alcanza las temperaturas más elevadas en el metal de los tubos intercambiadores.

- En el flujo cruzado, los recorridos de los fluidos son perpendiculares entre sí.

La Fig. 2.7 muestra estas disposiciones de flujo y presenta la ecuación particularizada para cada uno de los casos.

El factor de corrección $F = 1$ para las disposiciones de flujo en equicorriente y en contracorriente.

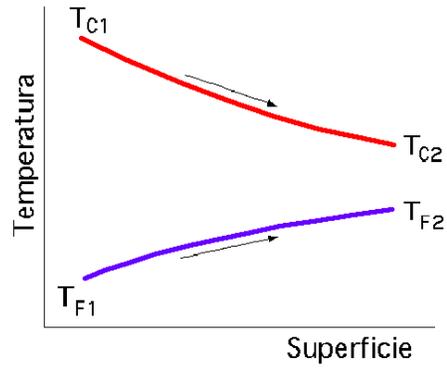
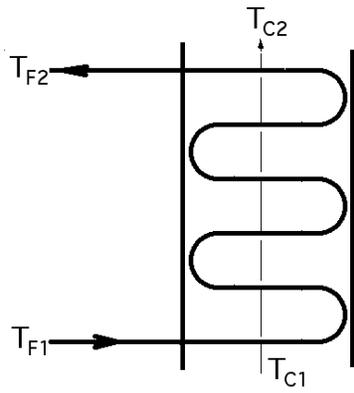
Los factores de corrección para el flujo cruzado y para pasos múltiples se dan en las Fig. para calcular el factor de corrección F , se utilizan las siguientes relaciones adimensionales, que permiten obtener la diferencia media de la temperatura como una función de $F(P,Z)$ y de la temperatura logarítmica media calculada para el caso de flujos en contracorriente para un solo paso de tubos y carcasa (LMTD).

Coefficiente de efectividad: P

Relación de capacidades térmicas: Z

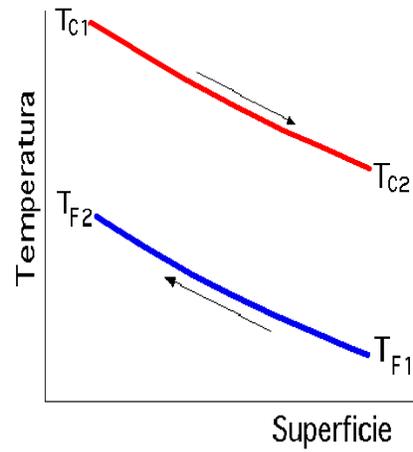
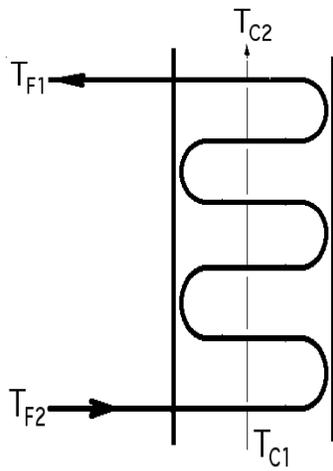
En general, para modificar la (LMTD) en cualquier otro tipo de disposición, se utilizan los factores de corrección $F(P, Z)$ obtenidos mediante las gráficas representadas en las Fig. 2.8, en las que el eje de abscisas es el valor de P y la ordenada en cada una de ellas es el factor de corrección F correspondiente a cada caso estudiado, para distintos valores de Z . para la temperatura media logarítmica tenemos los siguientes 3 casos; en los cuales debemos observar o tener bien definido qué tipo de intercambiador tenemos, para así poder utilizar la ecuación correcta que nos determine la temperatura media logarítmica y posteriormente obtener el valor acertado del área de transferencia de calor de cada intercambiador.

Caso 1



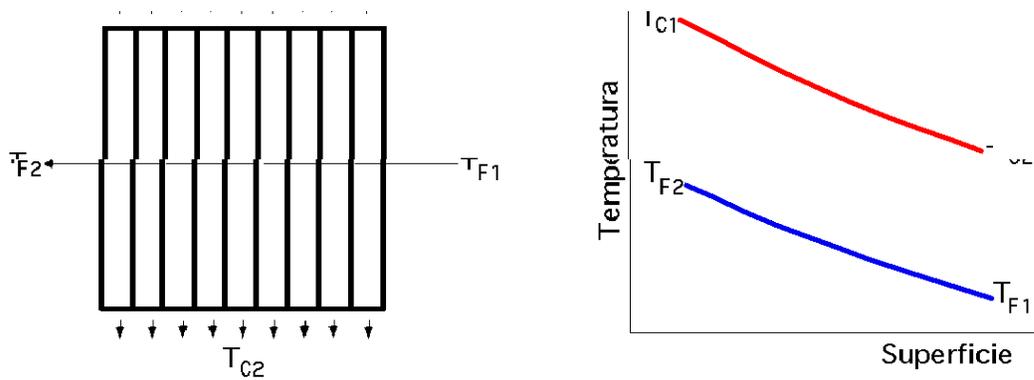
Flujos paralelos en equicorriente: $\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{C1} - T_{F1}) - (T_{C2} - T_{F2})}{\ln \frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}}}$; $F = 1$

Caso 2



Flujos paralelos en contracorriente: $\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{\ln \frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}}}$; $F = 1$

Caso 3



Flujos paralelos en contracorriente: $\Delta T_{LMTD} = \frac{(TC1 - TF2) - (TC2 - TF1)}{\ln \frac{TC1 - TF2}{TC2 - TF1}}$; $F = 1$

FIGURA 2.7 COMPORTAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para esta tesis utilizaremos el caso dos.

2.12 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LMTD.

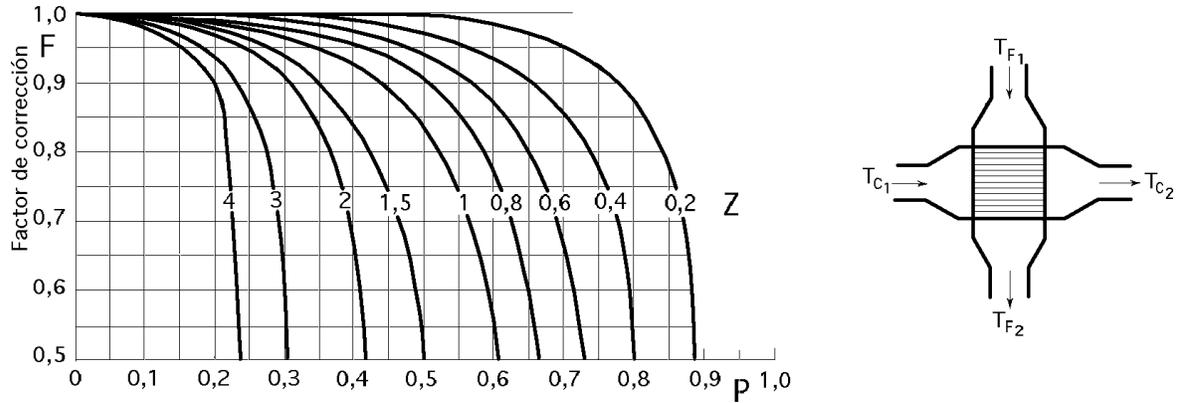


FIGURA. 2.8.- FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA (LMTD) PARA UN INTERCAMBIADOR DE FLUJOS CRUZADOS, CON MEZCLA DE UN FLUIDO EN LA PARTE DE LA CARCASA Y SIN MEZCLA DEL OTRO FLUIDO

Con la gráfica anterior podemos determinar el factor de corrección de la LMTD en base al coeficiente de efectividad "P" y la relación de capacidades térmicas "Z" y posteriormente continuar con los cálculos necesarios para la obtención del área de transferencia de calor.

2.13 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Si tenemos dos fluidos separados por una pared metálica plana de conductividad k , y espesor t , y si se mantienen los fluidos a temperaturas constantes, T_h y T_c , la cantidad de calor transferido, Q está dada por la siguiente expresión:

$$Q/A = h_h (T_h - T_1) = k \left(\frac{T_1 - T_2}{t} \right) = h_c (T_2 - T_c) \quad 2.26$$

$$Q/A = \frac{(T_h - T_1) + (T_1 - T_2) + (T_2 - T_c)}{\frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c}} \quad 2.27$$

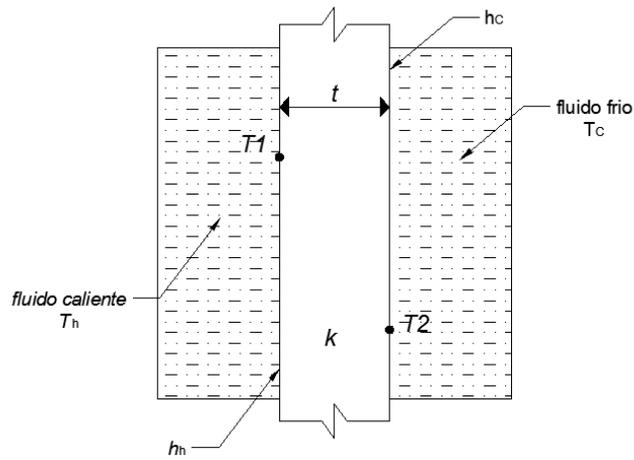
O bien de la manera siguiente:

$$Q/A = U(T_h - T_c) \quad 2.28$$

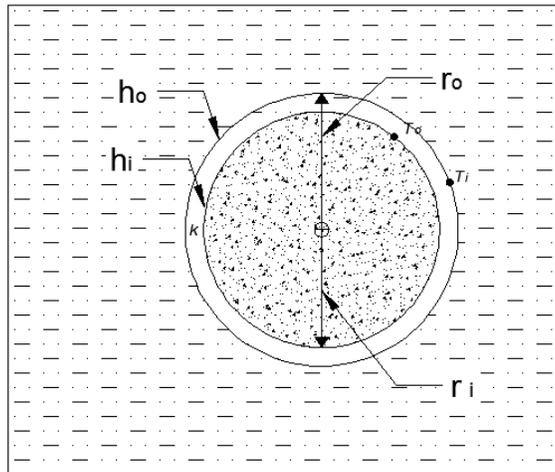
Donde U , es el coeficiente de transferencia de calor total y está dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c} \quad 2.29$$

En las expresiones anteriores, h_h y h_c son los coeficientes convectivos de transferencia de calor en el lado caliente y en el lado frío de la pared metálica y T_1 y T_2 representan las temperaturas de dos caras de la pared. En este caso tenemos que el coeficiente de transferencia de calor total U , es independiente de h_h y h_c para una pared dada. El coeficiente de transferencia de calor total para intercambiadores de calor depende no solo de los coeficientes convectivos de transferencia de calor h_i y h_o , sino además de las superficies interior y exterior del tubo y también de las áreas de superficies, A_i y A_o , del interior y exterior de los tubos.



(a)



(b)

FIGURA 2.9 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED DE TIPO PLANO Y TUBULAR

- a) Transferencia de calor a través de una pared plana.
- b) Transferencia de calor a través de una pared de tubo.

Cuando consideramos fluidos de un intercambiador de calor fluyendo dentro y fuera de un tubo, figura xxx, podemos escribir la siguiente ecuación para la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos.

$$Q = 2\pi r_o L h_o (T_1 - T_o) = \frac{2\pi k l (T_o - T_i)}{\ln(r_o/r_i)} = 2\pi r_i L h_i (T_i - T_2) \quad 2.30$$

Dónde:

T_1 = Temperatura del fluido exterior.

T_o = temperatura de la superficie exterior del tubo.

T_i = temperatura de la superficie interior del tubo.

T_2 = temperatura del fluido interior.

L = longitud del tubo.

r_o = radio exterior del tubo.

r_i = radio interior del tubo.

K = conductividad térmica del material del tubo.

Ahora, si dejamos

$$\Delta T = T_1 - T_2, A_o = 2\pi r_o L \text{ y } A_i = 2\pi r_i L \quad 2.31$$

Se puede reformar la ecuación (5) de la manera siguiente.

$$Q = A_o U_o \Delta T \quad 2.32$$

$$Q = A_i U_i \Delta T \quad 2.33$$

Donde

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i} \quad 2.34$$

$$\frac{1}{U_i} = \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_o} + \frac{r_i}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{1}{h_i} \quad 2.35$$

Las expresiones anteriores para los coeficientes de transferencia de calor son válidas para tubos limpios. Cuando se multiplica el coeficiente de transferencia de calor total U_o , por el producto del área de superficie del exterior del tubo y ΔT nos proporciona la

cantidad total de calor transferido. Por lo tanto, la cantidad U_o se llama coeficiente de transferencia de calor total basado en el área exterior A_o , de igual modo, la cantidad U_i , dada por la ecuación (10), se conoce como coeficiente de transferencia de calor total basado en el área interior del tubo. Dicha distinción es necesaria, debido a que el área disponible para transferencia de calor no es constante sino se crece cuando se avanza radialmente del interior del tubo al exterior del mismo.

2.14 COEFICIENTES CONVECTIVOS DE CALOR

En 1701, más de 100 años de que Fourier formulara la ley básica de conducción, Sir Isaac Newton propuso la siguiente ecuación para predecir la razón de transferencia de calor por convección. Q , de una superficie sólida hacia el fluido que lo rodea.

$$Q = h_{promedio} A(T_w - T_\phi) \dots (11)$$

En cuya expresión:

$h_{promedio}$ = coeficiente convectivo promedio de transferencia de calor, Btu/h-pie² °F o bien W/m² °K.

A = área de la superficie para la transferencia de calor por convección, pies² o m².

T_w = temperatura de la superficie sólida, °F o °C.

T_ϕ = temperatura del fluido que se encuentra suficientemente lejos de la superficie sólida, tal que no le afecta la temperatura de la superficie, °F o °C.

La ecuación (11) se puede reescribir para un área infinitesimal dA por lo tanto queda de la siguiente manera:

$$dQ = h dA(T_w - T_\phi) \dots (12)$$

O bien

$$q = (dQ/dA) = h(T_w - T_\phi) \dots (13)$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor, h , que aparece en la ecuación anterior representa el valor local. A diferencia de la conductividad térmica de un material, el

coeficiente convectivo no es una propiedad. Su magnitud cambiara de un problema a otro, aun cuando pueden estar involucrados el mismo sólido y el mismo fluido en ambos problemas. El valor del coeficiente de transferencia de calor depende de una variedad de factores, tales como la velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, y calor específico del fluido; geometría de la superficie; presencia de fuerzas de flotamiento; etc. Dicha dependencia tan amplia, hace difícil llegar a una expresión analítica para el coeficiente de transferencia de calor. Existen unos cuantos casos sencillos que permiten llegar a una solución analítica. Sin embargo, para la gran mayoría de problemas de interés practico, se confía con demasiada frecuencia en la determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor, empleando análisis dimensional.

2.15 NUMERO DE NUSSELT

En el estudio de transferencia de calor por convección, estamos interesados en determinar la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente, siempre que exista una diferencia de temperatura. Para la transferencia de calor en un flujo laminar en tubos circulares el número de Nusselt está dado de la siguiente manera.

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

Dónde:

k = conductividad térmica del material

D = diámetro de la tubería a utilizar

h = coeficiente convectivo de transferencia de calor

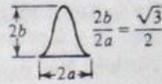
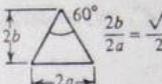
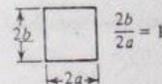
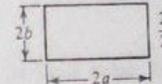
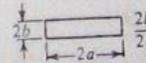
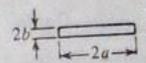
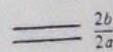
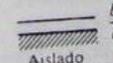
En la siguiente tabla nos proporciona un resumen de los resultados acerca de transferencia de calor y factor de fricción para un flujo completamente desarrollado en una gran variedad de formas de ductos. La nomenclatura que se usa en la tabla es la siguiente:

NU 1 = Número de Nusselt para flujo de calor unitario en una pared, axial y uniforme, con temperatura uniforme en la periferia de la pared

NU 2 = Número de Nusselt para flujo de calor unitario en una pared axial y uniforme, con un flujo de calor unitario en la periferia de la pared

NU 3 = Número de Nusselt para temperatura en la pared uniforme periférica y axialmente

Tabla 2.4 Número de Nusselt y factor de fricción para flujo completamente desarrollado a través de ductos

Geometría ($L/D_h > 100$)	Nu_1	Nu_2	Nu_3	fRe
 $\frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$	3.014	1.474	2.39	50.52
 $\frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$	3.111	1.892	2.47	53.32
 $\frac{2b}{2a} = 1$	3.608	3.091	2.976	56.91
	4.002	3.862	3.34	60.22
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{2}$	4.123	3.017	3.391	62.19
	4.364	4.364	3.657	64.00
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{4}$	5.331	2.930	4.439	72.93
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{8}$	6.490	2.904	5.597	82.34
 $\frac{2b}{2a} = 0$	8.235	8.235	7.541	96.00
 $\frac{b}{a} = 0$ Aislado	5.385		4.861	96.00

Transferencia de calor B.V. Karlekar R.M. Desmond

De tal manera determinamos que nuestro número de Nusselt será para un ducto circular por lo tanto tendremos que será de 4.364.

Por consiguiente debemos determinar la ecuación que nos ayude a determinar los coeficientes convectivos de transferencia de calor. Para lo cual utilizaremos la siguiente ecuación:

$$h = 4.364 \frac{k}{D}$$

2.16 CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS DE CALOR CON BASE AL DIÁMETRO DE LOS DUCTOS A UTILIZAR

Para el condensador tenemos un diámetro de 3/4" y para el evaporador tenemos un diámetro de 1" respectivamente. Con estos datos procedemos al cálculo de los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la siguiente manera:

Para el condensador

Utilizaremos la ecuación de los coeficientes convectivos con el diámetro de 3/4" obteniendo lo siguiente:

$$h = 4.364 \frac{k}{D}$$

Donde la conductividad térmica del amoniaco es de 0.0127 btu/h-pie²°F y del aire es de 0.024 btu/h-pie²°F

Sustituyendo el valor tenemos:

$$h_h = 4.364 \frac{(0.0127)}{(3/4)(1/12)} = 0.886 \text{btu/h} - \text{pie}^2\text{°F}$$

$$h_c = 4.364 \frac{(0.024)}{(3/4)(1/12)} = 1.675 \text{btu/h} - \text{pie}^2\text{°F}$$

Determinamos el $U_{gl.}$ De la siguiente manera:

$$\frac{1}{U_{gl.}} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c}$$

$$\frac{1}{U_{gl.}} = \frac{1}{0.886} + \frac{161.6}{9.51} + \frac{1}{1.675} = 18.71 \frac{\text{btu}}{h} - \text{pie}^2\text{°F}$$

Teniendo los valores de Q y $U_{gl.}$ debemos determinar ΔT_{CORR} para lo cual utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{corr} = (FT)(TMLD)$$

Para determinar el factor de diferencia de temperatura necesitaremos de dos variables más las cuales son “P” y “Z” las cuales se obtendrán de la siguiente manera:

$$P = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

$$Z = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}$$

Y para nuestra temperatura media logarítmica utilizaremos la siguiente expresión:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Donde:

T = temperatura de fluido caliente

t = temperatura de fluido frío

1= entrada

2 = salida

Tenemos lo siguiente:

$$LMTD = \frac{(72 - 35) - (30 - 25)}{\ln\left(\frac{72-35}{30-25}\right)} = \frac{32}{2.001} = 15.99$$

$$P = \frac{(35 - 25)}{(72 - 25)} = \frac{10}{47} = 0.212$$

$$Z = \frac{(72 - 30)}{(35 - 25)} = \frac{42}{10} = 4.2$$

El factor de corrección será: 0.94

Por lo tanto podemos obtener ΔT_{corr}

$$\Delta T_{corr} = 80.94)(15.99) = 15.0306 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para determinar el área de transferencia de calor tenemos lo siguiente:

$$AT = \frac{Q}{(U_{gl.})(\Delta T_{corr})}$$

Donde:

$$U_{gl.} = 18.71 \text{ btu/h} - \text{pie}^{2\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{corr} = 15.03^{\circ}\text{C} = 59.05^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 0.106 = 361.68 \text{ btu/h}$$

Obteniendo el siguiente resultado de transferencia de calor en el condensador:

$$AT = \frac{361.68}{(18.71)(59.05)} = 0.327 \text{ ft}^2 = 0.0303 \text{ m}^2$$

Para el evaporador

Utilizaremos la ecuación de los coeficientes convectivos con el diámetro de 1" obteniendo lo siguiente:

$$h = 4.364 \frac{k}{D}$$

Donde la conductividad térmica del amoniaco es de 0.0127 btu/h-pie²°F y del aire es de 0.024 btu/h-pie²°F

Sustituyendo el valor tenemos:

$$h_h = 4.364 \frac{(0.0127)}{(1)(1/12)} = 0.665 \text{ btu/h} - \text{pie}^{2\circ}\text{F}$$

$$h_c = 4.364 \frac{(0.024)}{(1)(1/12)} = 1.266 \text{ btu/h} - \text{pie}^{2\circ}\text{F}$$

Determinamos el $U_{gl.}$ De la siguiente manera:

$$\frac{1}{U_{gl.}} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c}$$

$$\frac{1}{U_{gl.}} = \frac{1}{0.665} + \frac{23}{9.51} + \frac{1}{1.266} = 4.712 \frac{btu}{h} - pie^{2\circ F}$$

Teniendo los valores de Q y $U_{gl.}$ debemos determinar ΔT_{CORR} para lo cual utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{corr} = (FT)(TMLD)$$

Para determinar el factor de diferencia de temperatura necesitaremos de dos variables más las cuales son "P" y "Z" las cuales se obtendrán de la siguiente manera:

$$P = \frac{(t2 - t1)}{(T1 - t1)}$$

$$Z = \frac{(T1 - T2)}{(t2 - t1)}$$

Y para nuestra temperatura media logarítmica utilizaremos la siguiente expresión:

$$LMTD = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln\left(\frac{T1-t2}{T2-t1}\right)}$$

Donde:

T = temperatura de fluido caliente

t = temperatura de fluido frio

1= entrada

2 = salida

Tenemos lo siguiente:

$$LMTD = \frac{(-5 - 8) - (10 - 25)}{\ln\left(\frac{-5-8}{10-25}\right)} = \frac{2}{2.0 - 0.143} = -13.90 \text{ } ^\circ C$$

$$P = \frac{(8 - 25)}{(-5 - 25)} = \frac{-17}{-30} = 0.5667$$

$$Z = \frac{(-5 - 10)}{(8 - 25)} = \frac{-15}{-17} = 0.882$$

El factor de corrección será: 0.95

Por lo tanto podemos obtener ΔT_{corr}

$$\Delta T_{corr} = (0.95)(-13.90) = -13.205 \text{ } ^\circ\text{C} = 8.231 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para determinar el área de transferencia de calor tenemos lo siguiente:

$$AT = \frac{Q}{(U_{gl.})(\Delta T_{corr})}$$

Donde:

$$U_{gl.} = 4.712 \text{ } \text{btu/h} - \text{pie}^2\text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{corr} = -13.205 \text{ } ^\circ\text{C} = 8.231 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 0.099 = 337.80 \text{ } \text{btu/h}$$

Obteniendo el siguiente resultado de transferencia de calor en el condensador:

$$AT = \frac{337.80}{(4.712)(8.231)} = 8.709 \text{ } \text{ft}^2 = 0.808 \text{ } \text{m}^2$$

Con estas áreas nos damos una idea de un posible diseño de un intercambiador de calor para el condensador y para el evaporador las cuales serán primordiales para el funcionamiento óptimo y la obtención del vapor de agua del medio ambiente.

CAPÍTULO III

CONDICIONES ATMOSFERICAS GENERALES

En el presente capítulo se hablará del comportamiento de un gas ideal, ya que, para el presente proyecto el vapor de agua se comporta como un gas ideal. Al comprender el comportamiento de estos, nos enfocaremos a conceptos básicos de aire acondicionado, como serán las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo, punto de rocío y también a las humedades tales como la humedad relativa y específica para la deducción de fórmulas necesarias para los cálculos siguientes de obtención de agua a través del aire.

Posteriormente procederemos a dar conocimiento de las condiciones atmosféricas de la ciudad de México en un rango de 3 años con el fin de conocer las mejores condiciones para el funcionamiento más óptimo del proyecto.

3 CONDICIONES ATMOSFERICAS GENERALES

3.1 COMPORTAMIENTO DE UN GAS IDEAL

Un gas ideal es aquella sustancia pura simple comprensible que es capaz de cumplir con las leyes de Charles, Charles – gay Lussac, ley de Boyle, ley de Joule y la ley de Avogadro.

3.1.2 LEY DE CHARLES

Si un sistema termodinámico realiza un proceso de intercambio de energía, donde la presión permanece constante entonces el volumen varía directamente proporcional a la temperatura.

Esto es, si el volumen se incrementa la temperatura también se incrementa proporcionalmente, y si el volumen disminuye la temperatura también lo hace en forma proporcional.

Entonces si $P = C$

$V \propto T$ o bien $V = CT$ por lo tanto:

$$\frac{V}{T} = C$$

3.1.3 LEY DE CHARLES - GAY LUSSAC

Si un sistema termodinámico realiza un proceso de intercambio de energía, donde el volumen permanece constante entonces la presión varía directamente proporcional a la temperatura.

Esto es, si la presión se incrementa la temperatura también se incrementa proporcionalmente, y si la presión disminuye la temperatura también lo hace en forma proporcional.

Entonces si $V = C$

$P \propto T$ o bien $P = CT$ por lo tanto:

$$\frac{P}{T} = C$$

3.1.4 LEY DE BOYLE

Si un sistema termodinámico realiza un proceso de intercambio de energía, donde la temperatura permanece constante entonces la presión varía inversamente proporcional al volumen.

Esto es, si la presión se incrementa el volumen disminuye proporcionalmente, y si la presión disminuye el volumen se incrementa en forma proporcional.

Entonces si $T = C$

$P \propto 1/V$ o bien $PV = C$ por lo tanto:

$$PV = C$$

3.1.5 LEY DE JOULE

Si un sistema termodinámico realiza un proceso de intercambio de energía, donde la sustancia es un gas ideal, el cambio de su energía interna es una función exclusiva del cambio de temperatura, o bien que la energía interna es una función solamente de la temperatura.

Esto es: $U = U(T)$

3.1.6 LEY DE AVOGADRO

Si dos sistemas termodinámicos contienen dos gases ideales diferentes y ambos tienen la misma presión, la misma temperatura y el mismo volumen entonces los dos sistemas contienen el mismo número de moléculas (n).

Entonces $n_A = n_B$

Ahora si se realiza un proceso de intercambio de energía donde ninguna de las propiedades permanecen constantes, y analizando lo indicado en las anteriores leyes, se tendrá:

$$\frac{PV}{T} = C$$

La cual se conoce como la ecuación general de un gas ideal.

Ahora considerando que el producto de la cantidad de materia por el valor de la constante de la anterior ecuación es también una constante:

$$C = m r$$

Donde r se le conoce como la constante particular de un gas ideal, por lo tanto se tiene:

$$\frac{PV}{T} = mr$$

Dicha ecuación se conoce como la ecuación particular de un gas ideal.

Partiendo de la definición de peso molecular, que indica que es la cantidad de materia que contiene una molécula o bien:

$$M = m/n \text{ por lo tanto } m = Mn$$

Y sustituyendo "m" en la ecuación particular se obtendrá:

$$\frac{PV}{T} = Mnr$$

Como M y r son dos constantes su producto da origen a otra constante la cual se conoce como la constante universal de los gases ideales, esto es:

$Mr = R = 8314 \text{ j/kg}^\circ\text{K}$ constante universal de los gases ideales

Sustituyendo en la ecuación particular de un gas ideal:

$$PV = nRT$$

Dando como resultado la formula general de los gases ideales. Dicha fórmula nos ayudará con la deducción de las ecuaciones que nos servirán para realizar un cálculo de obtención de agua del aire.

3.2 CONCEPTOS BASICOS DE AIRE ACONDICIONADO

3.2.1 TEMPERATURA DE BULBO SECO (T_{bs})

Es la medida con un termómetro convencional de mercurio o similar cuyo bulbo se encuentra seco; Esta temperatura junto a la temperatura de bulbo húmedo es utilizada en la valoración de confort térmico, en la determinación de la humedad del aire, humedad relativa y en psicrometría para el cálculo y estudio de las transformaciones del aire húmedo.

En otras palabras, se puede definir a la temperatura de bulbo seco como la medición del calor sensible del aire; energía en forma de calor necesario para que el aire incremente un grado su temperatura.

3.2.2 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (T_{bh})

Es la medida con un termómetro convencional con el bulbo envuelto con una gasa empapada y al hacerle circular una corriente de aire; El agua se evaporará dependiendo la humedad relativa del ambiente.

En otras palabras la temperatura de bulbo seco nos da la medición del calor latente del agua; es decir; la energía en forma de calor para que el agua cambie de fase.

3.2.3 TEMPERATURA DE ROCIO (Pr)

El punto de rocío o temperatura de rocío es la temperatura a la que empieza a condensarse el vapor de agua contenido en el aire, produciendo rocío, neblina, cualquier tipo de nube o, en caso de que la temperatura sea lo suficientemente baja, escarcha.

Para una masa dada de aire, que contiene una cantidad dada de vapor de agua (humedad absoluta), se dice que la humedad relativa es la proporción de vapor contenida en relación a la necesaria para llegar al punto de saturación, expresada en porcentaje. Cuando el aire se satura (humedad relativa igual al 100 %) se llega al punto de rocío. La saturación se produce por un aumento de humedad relativa con la misma temperatura, o por un descenso de temperatura con la misma humedad relativa.

Haciendo un ejemplo indicativo obtenemos lo siguiente:

$$Pr = \sqrt[8]{\frac{\emptyset}{100}} \cdot (110 + T) - 110 \quad 3.1$$

Dónde:

Pr = punto de rocío

\emptyset = humedad relativa

T = temperatura de bulbo seco en grados Celsius

Sin embargo la fórmula más ampliamente utilizada es:

$$Pr = \sqrt[8]{\frac{\emptyset}{100}} \cdot (112 + 0.9 \cdot T) + (0.1 \cdot T) - 112 \quad 3.2$$

Dónde:

Pr = punto de rocío

\emptyset = humedad relativa

T = temperatura de bulbo seco en grados Celsius

Esta última fórmula aunque es la más usada no siempre nos otorga el resultado más correcto.

3.2.4 HUMEDAD RELATIVA (\emptyset)

Humedad relativa, o " \emptyset ", mide la cantidad de agua en el aire en forma de vapor, comparándolo con la cantidad máxima de agua que puede ser mantenida a una temperatura dada. Por ejemplo, si la humedad es del 50% a 23 ° C, esto implicaría que el

aire contiene 50% del nivel máximo de vapor de agua que podría mantener a 23 ° C. 100% de humedad relativa, indica que el aire está en la máxima saturación. Cuando el aire húmedo entra en contacto con el aire más fresco, o una superficie más fría, el vapor de agua se convertirá en gotas de agua. Cuando esto ocurre en una superficie se conoce como el "Punto de Rocío".

En otras palabras es la relación que se tiene entre la presión del vapor en el aire y la presión de saturación correspondiente a una temperatura de bulbo seco; Dicho de esta manera la fórmula para determinar la humedad relativa queda de la siguiente manera:

$$\phi = \frac{pv}{ps@tbs} \times 100 \quad 3.3$$

3.2.5 HUMEDAD ESPECÍFICA (ω s)

La humedad específica es conocida como humedad absoluta o relación de humedad, está se representada con el símbolo ω ; esta propiedad se define la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco; esta propiedad está dada en unidades de masa de vapor de agua entre unidades de masa de aire seco.

$$\omega = \frac{mv}{ma} \text{ y sabemos que } mv = \frac{V_v}{V_v} ; \quad ma = \frac{V_a}{V_a} = \frac{v_v}{v_a}$$

De acuerdo a la ley de Dalton, el volumen y la temperatura son los mismos para ambos constituyentes (vapor de agua y aire seco)

$$v_v = v_a$$

$$\omega = \frac{V_a}{V_v} \text{ de la ecuación general de los gases tenemos lo siguiente}$$

$$\omega = \frac{\frac{R_a T}{P_a}}{\frac{R_v T}{P_v}} = \frac{R_a P_v}{R_v P_a} \text{ donde } R_a = 287.0 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \text{ y } R_v = 461.0 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \text{ donde } p = P_v + P_a ; P_a = P - P_v$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad 3.4$$

Esta propiedad es probablemente la más lógica, directa y precisa para calcular la cantidad de vapor de agua en el aire; debido a esto es de importancia para la termodinámica, ya que la humedad del aire es un factor que sirve para evaluar la comodidad térmica del cuerpo vivo que se mueve en cierto ambiente. También es importante, tanto la del aire como la de la tierra, para el desarrollo de las plantas.

3.3 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN LAS ESTACIONES DEL AÑO EN LA CIUDAD DE MEXICO ALTITUD: 2250 m.s.n.m.

A continuación se presentaran promedios de las temperaturas de bulbo seco y humedad relativa proporcionadas por el Servicio Meteorológico Nacional en las diferentes estaciones del año en la ciudad de México

Y con ayuda de las ecuaciones anteriormente mencionadas se realizaran cálculos generales de humedad específica para poder determinar una cantidad aproximada a la obtención de agua con el sistema propuesto.

3.3.1 CONODICIONES ATMOSFERICAS EN VERANO

Con base a los datos proporcionados del Servicio meteorológico Nacional (CONAGUA) procederemos al realizar la obtención teórica de una cantidad de agua contenida en el aire en condiciones de verano; El cual consta de los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre.

Partiremos de los datos de temperatura media de bulbo seco y humedad relativa media que son los datos proporcionados por CONAGUA.

Tabla 3.1 Datos obtenidos de visita al servicio meteorológico nacional estación Tacubaya altitud 2308 m.s.n.m.

TEMPERATURA MEDIA DE BULBO SECO °C				
	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE
2012	18.4	16.7	17.5	17.8
2013	18.5	17.2	17.4	16.9
2014	18.0	17.2	17.7	17.3

HUMEDAD RELATIVA MEDIA %				
	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE
2012	70	82	78	72
2013	71	74	75	85
2014	72	74	75	85

Procedemos a realizar los cálculos necesarios para la determinación de la humedad específica (W_s) y para hacerlo seguiremos un procedimiento simple que será:

- 1.- Obtención de la presión parcial del vapor a una presión atmosférica de 0.8 bar en la Ciudad de México.
- 2.- Con ayuda de la fórmula de la humedad específica obtendremos dicho valor en cada condición de temperatura de bulbo seco y la humedad relativa proporcionada.

Para determinar la presión parcial del vapor de agua utilizaremos la ecuación de Antonie la cual se expresa a continuación

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + T_{bs} - 39.47}} \right) 3.5$$

Y la fórmula para la humedad específica será:

$$W_s = (0.622) \left(\frac{PV}{P_{atm} - PV} \right) \quad 3.6$$

Para la temperatura de Junio de 2012 tenemos 18.4 °C y $\phi = 70 \%$

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.4-39.47}}\right)$$

$$PV = 2095.65 \text{ Pa} = 0.02095 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02095}{0.8 - 0.02095} \right)$$

$$Ws = 0.0167 \frac{\text{Kgvapordeagua}}{\text{Kgaireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16 ml de agua en forma de vapor.

Para los siguientes datos el procedimiento será el mismo; Finalmente se darán a conocer los datos en una tablas para poder compararlos con los valores en primavera otoño e invierno y a su vez decidir en qué época del año sería la mejor opción para la mayor eficiencia del sistema en cuanto a recolección de condensado.

Para la temperatura de Julio de 2012 tenemos 16.7 °C y Ø = 82 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+16.7-39.47}}\right)$$

$$PV = 1881.92 \text{ Pa} = 0.01881 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01881}{0.8 - 0.01881} \right)$$

$$Ws = 0.01497 \frac{\text{Kgvapordeagua}}{\text{Kgaireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 14 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Agosto de 2012 tenemos 17.5 °C y Ø = 78 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.5-39.47}})$$

$$PV = 1980 \text{ Pa} = 0.01980 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01980}{0.8 - 0.01980} \right)$$

$$Ws = 0.020 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 20 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Septiembre de 2012 tenemos 17.8 °C y Ø = 72 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.8-39.47}})$$

$$PV = 2017.91 \text{ Pa} = 0.02017 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02017}{0.8 - 0.02017} \right)$$

$$Ws = 0.0160 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Junio de 2013 tenemos 18.5 °C y Ø = 71 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.5-39.47}})$$

$$PV = 2108.85 \text{ Pa} = 0.02108 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02108}{0.8 - 0.02108} \right)$$

$$Ws = 0.0168 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Julio de 2013 tenemos 17.2 °C y Ø = 74 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.2-39.47}})$$

$$PV = 1942.7 \text{ Pa} = 0.01942 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01942}{0.8 - 0.01942} \right)$$

$$Ws = 0.0154 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Agosto de 2013 tenemos 17.4 °C y Ø = 75 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.4-39.47}})$$

$$PV = 1967.50 \text{ Pa} = 0.01967 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01967}{0.8 - 0.01967} \right)$$

$$Ws = 0.0156 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15.6 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Septiembre de 2013 tenemos 16.9 °C y Ø = 85 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+16.9-39.47}})$$

$$PV= 1906.04 \text{ Pa} = 0.01906 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01906}{0.8 - 0.01906} \right)$$

$$Ws= 0.01945 \frac{Kg\text{vapordeagua}}{Kg\text{aireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 19.45 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Junio de 2014 tenemos 18 °C y Ø = 72 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.0-39.47}} \right)$$

$$PV= 2043.54 \text{ Pa} = 0.02043 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02043}{0.8 - 0.02043} \right)$$

$$Ws= 0.0163 \frac{Kg\text{vapordeagua}}{Kg\text{aireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16.3 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Julio de 2013 tenemos 17.2 °C y Ø = 74 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.2-39.47}} \right)$$

$$PV= 1942.7 \text{ Pa} = 0.01942 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01942}{0.8 - 0.01942} \right)$$

$$Ws= 0.0154 \frac{Kg\text{vapordeagua}}{Kg\text{aireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Agosto de 2014 tenemos 17.7 °C y Ø = 75 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.7-39.47}}\right)$$

$$PV = 2005.20 \text{ Pa} = 0.02005 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02005}{0.8 - 0.02005} \right)$$

$$Ws = 0.0159 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15.9 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Septiembre de 2014 tenemos 17.3 °C y Ø = 85 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.2-39.47}}\right)$$

$$PV = 1942.7 \text{ Pa} = 0.01942 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01942}{0.8 - 0.01942} \right)$$

$$Ws = 0.0154 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15 ml de agua en forma de vapor.

Estos son los valores teóricos obtenidos mediante fórmulas de psicrometría.

3.3.2 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN PRIMAVERA

Con base a los datos proporcionados del Servicio meteorológico Nacional (CONAGUA) procederemos al realizar la obtención teórica de una cantidad de agua contenida en el aire en condiciones de primavera; El cual consta de los meses de Marzo, Abril y Mayo.

Como en el apartado anterior también partiremos de la temperatura media de bulbo seco y la humedad relativa media. Obteniendo los siguientes datos:

Tabla 3.2 Datos obtenidos de visita al servicio meteorológico nacional estación Tacubaya altitud 2308 m.s.n.m.

TEMPERATURA MEDIA DE BULBO SECO °C			
	MARZO	ABRIL	MAYO
2012	17.5	18.5	20.0
2013	16.8	20.6	19.7
2014	18.8	19.5	18.1

HUMEDAD RELATIVA MEDIA %			
	MARZO	ABRIL	MAYO
2012	49	47	56
2013	53	47	58
2014	47	47	60

Para la temperatura de Marzo de 2012 tenemos 17.5 °C y Ø = 49 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.5-39.47}})$$

$$PV = 1980 \text{ Pa} = 0.0198 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0198}{0.8 - 0.0198} \right)$$

$$Ws = 0.0157 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15.7 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Abril de 2012 tenemos 18.5 °C y Ø = 47 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.5-39.47}})$$

$$PV = 2108.8 \text{ Pa} = 0.02108 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02108}{0.8 - 0.02108} \right)$$

$$Ws = 0.0168 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16.8 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Mayo de 2012 tenemos 20.0 °C y Ø = 56 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+20.0-39.47}})$$

$$PV = 2315.86 \text{ Pa} = 0.02315 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02315}{0.8 - 0.02315} \right)$$

$$Ws = 0.0185 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 18.5 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Marzo de 2013 tenemos 16.8 °C y Ø = 53 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+16.8-39.47}})$$

$$PV= 1893.95 \text{ Pa} = 0.0189 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0189}{0.8 - 0.0189} \right)$$

$$Ws= 0.015 \frac{Kgvapordeagua}{Kgaireseco}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Abril de 2013 tenemos 20.6 °C y Ø = 47 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+20.6-39.47}} \right)$$

$$PV= 2403.5 \text{ Pa} = 0.0240 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0240}{0.8 - 0.0240} \right)$$

$$Ws= 0.0192 \frac{Kgvapordeagua}{Kgaireseco}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 19.2 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Mayo de 2013 tenemos 19.7 °C y Ø = 58 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+19.7-39.47}} \right)$$

$$PV=2273.1 \text{ Pa} = 0.0227 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0227}{0.8 - 0.0227} \right)$$

$$Ws= 0.0181 \frac{Kgvapordeagua}{Kgaireseco}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 18.1 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Marzo de 2014 tenemos 18.8 °C y Ø = 47 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.8-39.47}})$$

$$PV = 2148.9 \text{ Pa} = 0.0214 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0214}{0.8 - 0.0214} \right)$$

$$Ws = 0.017 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 17 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Abril de 2014 tenemos 19.5 °C y Ø = 47 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+19.5-39.47}})$$

$$PV = 2244.9 \text{ Pa} = 0.0224 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0224}{0.8 - 0.0224} \right)$$

$$Ws = 0.0179 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 17.9 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Mayo de 2014 tenemos 18.1 °C y Ø = 47 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18.1-39.47}})$$

$$PV=2056.4 \quad Pa = 0.0205 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0205}{0.8 - 0.0205} \right)$$

$$Ws = 0.0163 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16.3 ml de agua en forma de vapor.

3.3.3 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN OTOÑO

Con base a los datos proporcionados del Servicio meteorológico Nacional (CONAGUA) procederemos al realizar la obtención teórica de una cantidad de agua contenida en el aire en condiciones de otoño; El cual consta de los meses de Septiembre, Octubre y Noviembre.

Como en al apartado anterior también partiremos de la temperatura media de bulbo seco y la humedad relativa media. Obteniendo los siguientes datos:

Tabla 3.3 Datos obtenidos de visita al servicio meteorológico nacional estación Tacubaya altitud 2308 m.s.n.m.

TEMPERATURA MEDIA DE BULBO SECO °C			
	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE
2012	17.8	15.6	14.9
2013	16.9	17.2	15.3
2014	17.3	16.3	16.0

HUMEDAD RELATIVA MEDIA %			
	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE
2012	72	63	65
2013	85	75	76
2014	85	75	76

Para la temperatura de Septiembre de 2012 tenemos 17.8 °C y Ø = 72 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.8-39.47}}\right)$$

$$PV = 2017.91 \text{ Pa} = 0.02017 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.02017}{0.8 - 0.02017} \right)$$

$$Ws = 0.0160 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Octubre de 2012 tenemos 15.6 °C y Ø = 63 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+15.6-39.47}}\right)$$

$$PV = 1754.0 \text{ Pa} = 0.01754 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01754}{0.8 - 0.01754} \right)$$

$$Ws = 0.0139 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.9 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Noviembre de 2012 tenemos 14.9 °C y Ø = 76 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+14.9-39.47}}\right)$$

$$PV = 1676.6 \text{ Pa} = 0.0167 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0167}{0.8 - 0.0167} \right)$$

$$W_s = 0.0132 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.2 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Septiembre de 2013 tenemos 16.9 °C y Ø = 85 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 16.9 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1906.04 \quad Pa = 0.01906 \text{ bar}$$

$$W_s = (0.622) \left(\frac{0.01906}{0.8 - 0.01906} \right)$$

$$W_s = 0.01945 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 19.45 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Octubre de 2013 tenemos 17.2 °C y Ø = 75 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 17.2 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1942.7 \quad Pa = 0.0194 \text{ bar}$$

$$W_s = (0.622) \left(\frac{0.0194}{0.8 - 0.0194} \right)$$

$$W_s = 0.0154 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15.4 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Noviembre de 2013 tenemos 15.3 °C y Ø = 76 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+15.3-39.47}}\right)$$

$$PV = 1720.4 \text{ Pa} = 0.0172 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0172}{0.8 - 0.0172} \right)$$

$$Ws = 0.0136 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.6 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Septiembre de 2014 tenemos 17.3 °C y Ø = 85 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+17.2-39.47}}\right)$$

$$PV = 1942.7 \text{ Pa} = 0.01942 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.01942}{0.8 - 0.01942} \right)$$

$$Ws = 0.0154 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Octubre de 2014 tenemos 16.3 °C y Ø = 75 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+16.3-39.47}}\right)$$

$$PV = 1834.5 \text{ Pa} = 0.0183 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0183}{0.8 - 0.0183} \right)$$

$$W_s = 0.0145 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 14.5 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Noviembre de 2014 tenemos 16.0 °C y Ø = 76 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 16.0 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1799.6 \text{ Pa} = 0.0179 \text{ bar}$$

$$W_s = (0.622) \left(\frac{0.0179}{0.8 - 0.0179} \right)$$

$$W_s = 0.0142 \frac{Kg \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 14.2 ml de agua en forma de vapor.

3.3.4 CONDICIONES ATMOSFERICAS EN INVIERNO

Con base a los datos proporcionados del Servicio meteorológico Nacional (CONAGUA) procederemos al realizar la obtención teórica de una cantidad de agua contenida en el aire en condiciones de otoño; El cual consta de los meses de Diciembre, Enero y Febrero.

Como en al apartado anterior también partiremos de la temperatura media de bulbo seco y la humedad relativa media. Obteniendo los siguientes datos:

Tabla 3.4 Datos obtenidos de visita al servicio meteorológico nacional estación Tacubaya altitud 2308 m.s.n.m.

TEMPERATURA MEDIA DE BULBO SECO °C			
	DICIEMBRE	ENERO	FEBRERO
2012	15.5	14.3	15.2
2013	15.2	15.0	18.0
2014	14.9	13.7	17.7

HUMEDAD RELATIVA MEDIA %			
	DICIEMBRE	ENERO	FEBRERO
2012	58	58	62
2013	69	60	44
2014	69	57	46

Para la temperatura de Diciembre de 2012 tenemos 15.5 °C y Ø = 58 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+15.5-39.47}}\right)$$

$$PV = 1742.78 \text{ Pa} = 0.0174 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0174}{0.8 - 0.0174} \right)$$

$$Ws = 0.0138 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.8 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Enero de 2012 tenemos 14.3 °C y Ø = 58 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+14.3-39.47}}\right)$$

$$PV = 1612.7 \text{ Pa} = 0.0161 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0161}{0.8 - 0.0161} \right)$$

$$Ws = 0.012 \frac{\text{Kgvapordeagua}}{\text{Kgaireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 12 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Febrero de 2012 tenemos 15.2 °C y Ø = 62 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 15.2 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1709.4 \text{ Pa} = 0.0170 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0170}{0.8 - 0.0170} \right)$$

$$Ws = 0.0135 \frac{\text{Kgvapordeagua}}{\text{Kgaireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.5 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Diciembre de 2013 tenemos 15.2 °C y Ø = 62 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 15.2 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1709.4 \text{ Pa} = 0.0170 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0170}{0.8 - 0.0170} \right)$$

$$Ws = 0.0135 \frac{\text{Kgvapordeagua}}{\text{Kgaireseco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.5 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Enero de 2013 tenemos 15 °C y Ø = 60 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+15-39.47}}\right)$$

$$PV = 1687.5 \text{ Pa} = 0.0168 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0168}{0.8 - 0.0168} \right)$$

$$Ws = 0.0133 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.3 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Febrero de 2013 tenemos 18 °C y Ø = 44 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+18-39.47}}\right)$$

$$PV = 2043.5 \text{ Pa} = 0.0204 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0204}{0.8 - 0.0204} \right)$$

$$Ws = 0.0162 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 16.2 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Diciembre de 2014 tenemos 14.9 °C y Ø = 69 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000)\left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273+14.9-39.47}}\right)$$

$$PV = 1676.6 \text{ Pa} = 0.0167 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0167}{0.8 - 0.0167} \right)$$

$$Ws = 0.0132 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 13.2 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Enero de 2014 tenemos 13.7 °C y Ø = 57 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 13.7 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 1550.9 \text{ Pa} = 0.0155 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0155}{0.8 - 0.0155} \right)$$

$$Ws = 0.0122 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 12.2 ml de agua en forma de vapor.

Para la temperatura de Febrero de 2014 tenemos 17.7 °C y Ø = 46 %

Utilizando nuestras formulas tenemos lo siguiente:

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 17.7 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 2005.2 \text{ Pa} = 0.0200 \text{ bar}$$

$$Ws = (0.622) \left(\frac{0.0200}{0.8 - 0.0200} \right)$$

$$Ws = 0.0159 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Este dato nos quiere decir que en un kilogramo de aire seco tenemos 15.9 ml de agua en forma de vapor.

Tabla 3.5 Comparación de humedades específicas de acuerdo a la estación del año

HUMEDAD ESPECIFICA % PRIMAVERA			
PROMEDIO 0.0165	MARZO	ABRIL	MAYO
2012	0.015	0.016	0.018
2013	0.015	0.019	0.018
2014	0.017	0.017	0.016

HUMEDAD ESPECIFICA KG VAPOR/KG AIRE SECO VERANO				
PROMEDIO 0.0157	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE
2012	0.016	0.014	0.020	0.016
2013	0.016	0.015	0.015	0.019
2014	0.016	0.015	0.015	0.015

HUMEDAD ESPECIFICA KG VAPOR DE AGUA/KG AIRE OTOÑO			
PROMEDIO 0.0145	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE
2012	0.016	0.013	0.013
2103	0.019	0.015	0.013
2014	0.015	0.014	0.013

HUMEDAD ESPECIFICA KG VAPOR DE AGUA/KG AIRE SECO INVIERNO			
PROMEDIO	DICIEMBRE	ENERO	FEBRERO
0.0133			
2012	0.013	0.012	0.013
2013	0.013	0.013	0.016
2014	0.013	0.012	0.015

3.4 DECISION IDEAL PARA EL FUNCIONAMIENTO ÓPTIMO DEL SISTEMA

Como se puede observar en la comparación de las humedades específicas obtenidas en las diferentes estaciones del año; Tenemos una pequeña diferencia para el funcionamiento del sistema, lo que quiere decir que en cualquier época del año su funcionamiento en la ciudad de México sería adecuado.

Cabe mencionar que para una exactitud más adecuada se deberían tener los datos más exactos en cuanto a temperatura máxima de bulbo seco y humedad relativa máxima, pero debido a los datos proporcionados por el servicio meteorológico nacional (CONAGUA) la estación del año donde se entregarían teóricamente mejores resultados es en primavera al tener un promedio de 16 ml de agua en forma de vapor que se puede obtener en cada kilogramo de aire seco. Posteriormente se harán aclaraciones en base a medidas de espacios donde se calcularía un volumen de aire seco que al ser multiplicado por la humedad específica nos daría un resultado más real de contenido de vapor de agua en un volumen dado.

CAPITULO IV

RESULTADOS

4 RESULTADOS

4.1 CANTIDAD DE AGUA POSIBLE DE OBTENER EN UN VOLUMEN DETERMINADO

Para este capítulo final del proyecto nos enfocaremos a realizar algunos ejemplos de cantidad que se podría obtener con el sistema realizando los cálculos necesarios con ayuda de la formula universal de los gases ideales y con base a los resultados del capítulo anterior de humedad específica promedio en la mejor época del año.

Posteriormente procederemos a realizar un cálculo a unas condiciones muy favorables del medio ambiente (a nivel del mar). Para darse una idea del potencial posible del sistema.

También se darán a conocer costos de material posible a usarse para determinar una cantidad aproximada para la elaboración de in sistema como el que se está proponiendo y una explicación del uso de dichos materiales en el sistema.

Y finalmente tendremos conclusiones del proyecto en base a su rendimiento, costo y funcionamiento.

4.2 DETERMINACION DE CANTIDAD DE AGUA EN UN VOLUMEN DETERMINADO

Para realizar este proceso de la determinación de una cantidad posible para obtener realizaremos un ejercicio donde se tomaran algún dato de un volumen posible, usaremos nuestras formulas mencionadas en los capítulos anteriores (formula general de los gases ideales, ecuaciones de Antonie, humedad específica) y utilizaremos un diagrama psicrométrico para corroborar nuestros resultados y tener un panorama más claro de los valores obtenidos.

Para este ejemplo supondremos un volumen de una habitación o salón de 250 m³ una temperatura de bulbo seco promedio de la mejor época del año que fue primavera de 18.4°C y una presión atmosférica de 0.8 bar.

Procedemos a realizar el cálculo de presión de vapor por la ecuación de Antonie.

$$PV = (1000) \left(e^{16.573 - \frac{3988.842}{273 + 18.4 - 39.47}} \right)$$

$$PV = 2095.6 \text{ Pa} = 0.0209 \text{ bar}$$

Determinamos la presión del aire de la siguiente manera

$$P_{atm} = P_{aire} + P_{vapor}$$

Por lo tanto tenemos que:

$$0.8 \text{ bar} = P_{aire} + 0.0209 \text{ bar}$$

$$P_{aire} = 0.8 - 0.0209 = 0.7791$$

A continuación obtendremos el valor de humedad específica

$$W_s = (0.622) \left(\frac{0.0209}{0.8 - 0.0209} \right)$$

$$W_s = 0.0166 \frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}}$$

Lo cual nos indica que tenemos 16.6 ml de agua en forma de vapor contenido en el aire.

Procederemos a realizar la cantidad de kg de aire seco el volumen mencionado, con la ley universal de los gases ideales.

$$PV = mrT$$

Dónde:

P = presión

V = volumen

r = constante particular de un gas (288 j/kg mol °K)

T = temperatura de bulbo seco

Obteniendo lo siguiente

$$m = \frac{PV}{rT}$$

$$m = \frac{(0.78 \text{ bar})(250 \text{ m}^3)}{\left(288 \frac{\text{J}}{\text{Kgmol} \cdot \text{°K}}\right) (273 + 18.4)}$$

$$m = 232.35 \text{ kg aire seco}$$

Teniendo este valor podemos obtener la cantidad de vapor de agua contenida en ese volumen multiplicando la humedad específica y la cantidad de kg de aire seco que tenemos.

$$(0.0166)(232.35) = 3.85 \text{ kg de vapor de agua}$$

Dando como resultado una cantidad de 3.85 lts. Agua en forma de vapor contenido en este volumen de 250 m³.

Ahora bien, si el sistema operara en una localidad más favorable en cuestión de temperatura de bulbo seco y humedad relativa como lo es a nivel del mar podríamos obtener lo siguiente.

Supóngase una localidad a nivel del mar donde las condiciones psicrométicas son más favorables el función al objetivo del proyecto que es obtener agua del aire atmosférico teniendo mayor cantidad de humedad específica sería un ambiente más adecuado para conseguir mayor cantidad de agua.

Acapulco, Guerrero teniendo una temperatura aproximadamente de 36 °C y una humedad relativa de 70 % basándonos en nuestro diagrama psicrométrico tendríamos lo siguiente

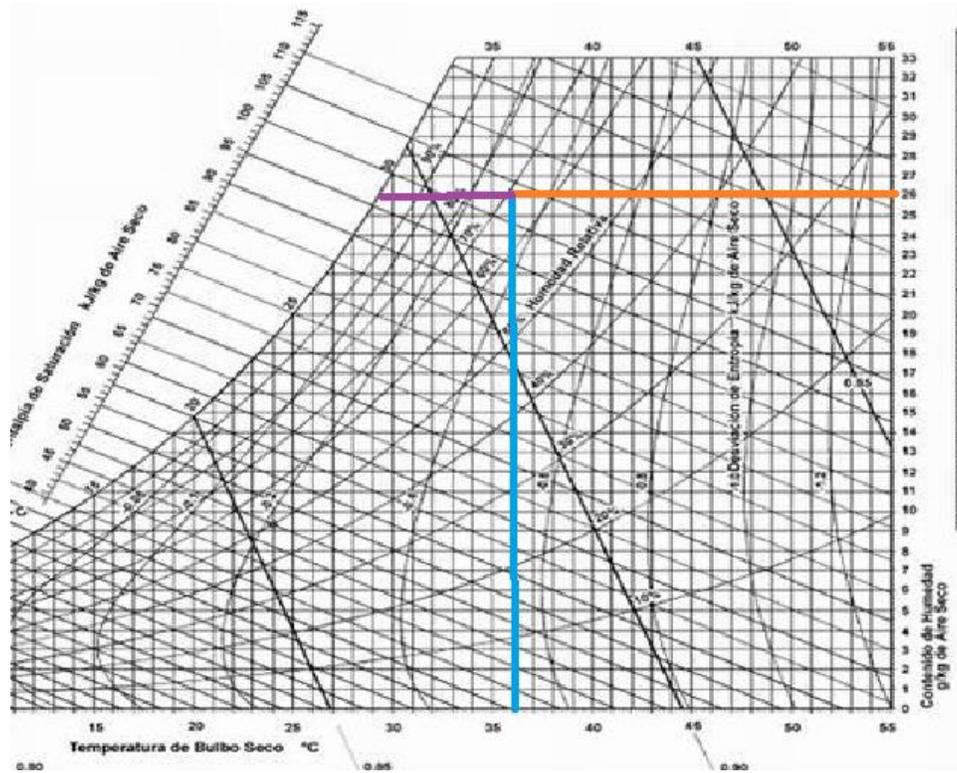


FIGURA.4.1 DIAGRAMA PSICROMETRICO PARA LA CIUDAD DE ACAPULCO, GUERRERO

Dónde nuestra línea naranja nos determina la humedad específica y a línea de color morado nos determina la temperatura de punto de rocío.

Obteniendo lo siguiente:

Humedad específica: 26 ml de agua en forma de vapor

Temperatura de punto de rocío: 28 °C

Lo cual quiere decir que tendremos una gran cantidad de agua en forma de vapor (26 ml de agua) y una temperatura a la cual este vapor se condensaría de 28°C

Suponiendo un volumen como en el ejemplo anterior de 250 m³ y utilizando el dato de la cantidad de kg de aire seco de 232.5 kg al multiplicarlo tendríamos la cantidad de agua en forma de vapor contenida en este volumen de la siguiente manera

$$(0.026)(232.35) = 6.04 \text{ kg de vapor de agua}$$

4.3 COSTOS

Para este apartado del proyecto se deberá dar a conocer los materiales a usarse y posteriormente presentaremos una tala de precios para determinar el costo total del sistema.

Cabe señalar que el material a usarse está basado en un sistema de refrigeración por absorción el cual se consiguió para el análisis del sistema; posteriormente se presentaran algunas imágenes del sistema en el cual se está basado el presente análisis.

Por consiguiente tendremos el siguiente material:

1. Acero al carbón ASTM-106, grado B, cedula 40
2. Panel solar de 100 watts
3. Resistencia eléctrica de 100 watts
4. Refrigerante (hidróxido de amoniaco) en una concentración de 30% amoniaco y 70% agua
5. Lámina galvanizada.
6. Lamina de acero al carbón ASTM-36
7. Material aislante para tuberías (Rubatex)
8. Material aislante para carcasa (Fibra de vidrio)
9. Pernos de sujeción

ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	TOTAL (\$)
A	TUBERIA			
1	TRAMO TUBERIA DE ACERO AL CARBON ASTM-106,GRADO B, CEDULA40 DE 3/4"Ø	1	510	3060
2	TRAMO TUBERIA DE ACERO AL CARBON ASTM-106,GRADO B, CEDULA40 DE 1/2"Ø	1	390	2340
3	TRAMO TUBERIA DE ACERO AL CARBON ASTM-106,GRADO B, CEDULA40 DE 1/4"Ø	1	432	2592
4	TRAMO TUBERIA DE ACERO AL CARBON ASTM-106,GRADO B, CEDULA40 DE 5/8"Ø	1	388	2328

5	TRAMO TUBERIA DE ACERO AL CARBON ASTM-106,GRADO B, CEDULA40 DE 1"Ø	1	624.4	3746.4
B	PANEL SOLAR			
6	PANEL SOLAR DE 100 WATTS Y KIT INCLUIDO(KIRYO SOLAR)	1	2200	2200
C	RESISTENCIA ELECTRICA			
7	RESISTENCIA ELECTRICA DE 100 WATTS DE CORRIENTE DIRECTA	1	250	250
D	SOLUCION			
8	SOLUCION DE AMONIACO CON AGUA (HIDROXIDO DE AMONIACO) 30% AGUA 70% AMONIACO 500 ML	1	4182	4182
E	LAMINA			
9	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE T-304 CALIBRE 18 (kg)	15	64	960
F	AISLANTE DE TUBERIA			
10	MATERIAL ASILANTE PARA TUBERIA (RUBATEX) DE 3/4"Ø	1	30	30
11	MATERIAL ASILANTE PARA CARCASA (FIBRA DE VIDRIO)	1	3.20	3.20
G	PERNOS			
12	PERNOS DE SUJECCION M10X35mm	40	3.20	128.00
SUB-TOTAL				21819.60
IMPREVISTOS 5%				1090.98
TOTAL				22910.58

4.3.2 ANALISIS FODA

FORTALEZAS	OPORTUNIDADES
<ul style="list-style-type: none">• Aprovechamiento de energías alternas como la solar• Diferentes aplicaciones del sistema• Obtención de agua en zonas áridas• sistema innovador	<ul style="list-style-type: none">• Creación de un nuevo mercado en México• Aprovechamiento de diversos materiales para el sistema• Tramitar patente, registro de marca o modelo de utilidad• Potencializar el sistema
DEBILIDADES	AMENAZAS
<ul style="list-style-type: none">• Prototipos en desarrollo• Desconocimiento del comportamiento del sistema en condiciones extremas• Posible corrosión del material	<ul style="list-style-type: none">• Fácil duplicado del sistema• Posibles mercados alrededor del mundo• Promedio de vida del sistema aun desconocido

4.4 CONCLUSIONES GENERALES

Un ciclo de absorción operado por energía solar es técnicamente factible modificando convencionalmente el ciclo de refrigeración, en lo que se refiere a las temperaturas de operación especialmente en el generador, con el objetivo de emplear colectores solares de placa plana como fuente de calor.

Podemos observar que el objetivo principal del proyecto es la obtención de agua del aire atmosférico, considerando las áreas de transferencia de calor obtenidas, los flujos másicos que se obtienen de acuerdo a la carga eléctrica que proporcionaría una resistencia eléctrica de 100 watts y la cantidad de refrigerante a utilizar en un sistema como este sería poco factible ya que un evaporador con tan pequeña transferencia de calor sería muy poco eficiente, pero sin dejar claro que estos son meros cálculos teóricos, y que a su vez podrían modificarse varias cuestiones para el beneficio del proyecto tales como lo son la carga eléctrica en el generador, una cantidad mayor de refrigerante nos ayudaría a la obtención de un mayor flujo en los ductos del sistema proporcionando así, más carga de calor y a su vez una modificación significativa en las áreas de transferencia de calor. Obteniendo mejores resultados para un mejor evaporador y condensador.

Por otra parte, considerando a los datos proporcionados por CONAGUA que la humedad específica es decir, la humedad contenida en el aire es muy poca y que si se compara a un lugar más húmedo ya sea a nivel del mar o una selva tropical los resultados serían más favorables, aunque en estas áreas se debería realizar otro análisis del sistema a esas condiciones, ya que sería más difícil conseguir un efecto refrigerante óptimo para el funcionamiento debido a las temperaturas en alguna localidad así.

Utilizando los datos obtenidos en el capítulo 4.2 tanto en la ciudad de México como a nivel del mar en este caso Acapulco, Guerrero. Podemos también deducir algunas cuestiones para determinar la factibilidad del proyecto de la siguiente manera.

Los resultados fueron los siguientes:

La humedad específica en la ciudad de México fue de 3.85 kg de vapor de agua en un volumen determinado de 250 m³, difícilmente se podría obtener el 100% de esa vapor del aire, debido a factores de diseño en cuanto a un generador, condensador y evaporador que sean adecuados para tener el mayor área de superficie de contacto posible para acercarse a obtener el 100% de ese vapor de agua. por lo que en una suposición se podría establecer que se obtendría un 30% de esa cantidad lo que quiere lo siguiente:

$$\frac{3.85 \text{ kg}}{x} = \frac{100\%}{30\%}$$

$$x = 1.15 \text{ kg}$$

Esta cantidad sería la real obtenida en un volumen de 250m³, pero cabe señalar que el objetivo de este proyecto es instalar el sistema en un lugar despejado y a su vez proporcionarle un flujo de aire lo cual incrementaría la cantidad de vapor de agua obtenido en el evaporador.

Para darnos un dato más real de acuerdo a la estructura del sistema en un área despejada y con un flujo de aire constante utilizaremos un ventilador para un ordenador, especificando las características de dicho ventilador y realizando un cálculo de la posible cantidad de agua que se podría obtener con el 30% de obtención "real" de vapor de agua en el evaporador y colocando un tiempo determinado del sistema de 6 horas en funcionamiento.

El ventilador a usarse para este ejemplo será el siguiente:



Figura. 4.2 Ventilador para pc

Teniendo las características a continuación presentadas

Tamaño: 12cm

Velocidad: 1500RPM

Caudal/Flujo de aire: 60.1 m³/h

Sonoridad: 22.4 dB(A)

Presión estática: 1.71 mm/H₂O

Debemos tener en cuenta que para facilidad de la lectura, el caudal que se presenta en las características del ventilador debe de ser en kg/h por lo cual deberemos realizar la conversión de dicho dato.

Para realizar lo mencionado debemos saber que un kg/h de flujo de agua es equivalente a 0.0010 m³/h

Por lo tanto tendríamos un flujo de 16.69 kg/s o 60,100kg/h

Si se establece un periodo de trabajo de 6 horas tendríamos que al sistema se le estaría otorgando un flujo total diario de 360,600 kilogramos de aire seco lo cual al multiplicarlos por la humedad específica en la ciudad de México obtendríamos lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{cantidad de vapo de agua teorica} &= (360,000)(0.0166) \\ &= 5,985.96 \text{ kg de agua en forma de vapor} \end{aligned}$$

Considerando el 30% teórico que se podría obtener con el sistema obtendríamos un valor "real" de:

$$\text{valor real (30\%)} = (5,985.96)(0.30) = 1,795.88 \text{ kg de agua en forma de vapor}$$

Con estos datos obtenidos recientemente podemos tener una conclusión general del sistema en cuanto al objetivo, el cual fue la obtención de agua del aire atmosférico.

Resumiendo los resultados, tendríamos un sistema que sería capaz de obtener 1,795.88 litros de agua diarios con una jornada de 6 horas de trabajo utilizando energía solar como fuente de alimentación muy óptima para la radiación solar que tenemos en el país. Considerando que para poder obtener esta cantidad debemos tener un buen diseño de intercambiador de calor tanto en el evaporador como en el condensador, tener un área de transferencia de calor adecuada para que estos datos sean congruentes y que las condiciones atmosféricas fueran constantes ya que de lo contrario el resultado podría variar considerablemente.

Bibliografía

calor, Transferencia de. *B.V.Karlekar R.M. Desmond.* s.l. : Mc.GrawHill.

Frio, Instituto Internacional del. *El Amoniaco como Refrigerante.*

Guzman, Mauricio E. Cañadas Navarro y Jose A. Torres. 2010. *Diseño de un refrigerador por absorcion para uso didáctico.* El Salvador : UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR, 2010.

Jacinto, Marilyn S. Martinez Monroy y Alejandro Escudero. 2013. *Rediseño del absorbedor del aire acondicionado solar (aas).* México : UNAM, Facultad de Estudios Superiores Aragon, 2013.

Pita, Edwar. 1992. *Principios y Sistemas de Refrigeración.* s.l. : Limusa, 1992.

Salas, César L. González. 2014. *Propuesta de un sistema de refrigeracion por absorcion para la climatización del edificio administrativo de la termoeléctrica de Felton.* CUBA : Instituto Superior Minero de Metalúrgia, 2014.

Sanchez, Ing. Everardo Esquivel. *Apuntes de Termodinámica.* México : s.n.